

THÈSE DE DOCTORAT

de l'Université de recherche Paris Sciences et Lettres
PSL Research University

Préparée à MINES ParisTech

Modélisation des solutions de micro-cogénérations
en vue de leur intégration optimale au sein des bâtiments

École doctorale n°432

SMI – SCIENCES DES MÉTIERS DE L'INGÉNIEUR

Spécialité

ÉNERGÉTIQUE ET PROCÉDÉS

COMPOSITION DU JURY :

Mme. Monica SIROUX
Professeure, INSA Strasbourg,
Présidente

M. Vincent LEMORT
Professeur, Université de Liège,
Rapporteur

M. Patrick SALAGNAC
Professeur, Université de La Rochelle,
Rapporteur

M. Dominique MARCHIO
Professeur, PSL Mines ParisTech,
Examineur

M. Pascal STABAT
Professeur, PSL Mines ParisTech,
Examineur

M. Pierre PICARD
Docteur, Engie Lab CRIGEN,
Examineur

Soutenue par
Romain BONABE DE ROUGÉ
le 21 mars 2018

Dirigée par **Dominique MARCHIO**
Co-encadrée par **Pascal STABAT**



à Vincent

Remerciements

Je tiens d'abord à remercier l'ensemble des membres du jury pour avoir accepté de rapporter ou d'examiner mon travail de thèse, leurs retours complets et constructifs et leur présence le jour de la soutenance ainsi que la (longue) séance de questions qui s'en est suivie.

Ensuite, je remercie mes trois encadrants qui m'ont suivi, guidé, appuyé, appris, épaulé parfois, écouté beaucoup, conseillé souvent, tout au long de ces trois ans et demi de thèse (et même un peu avant). Tout d'abord, Dominique, je te remercie pour ta bienveillance inconditionnelle, ton calme et ta sérénité ainsi que l'immense culture, pas seulement énergétique, que tu partages régulièrement avec toute l'équipe. Pascal, je te remercie pour ta bienveillance (c'est décidément une qualité abondante dans cette équipe !), la rigueur et le soutien que tu m'as toujours apportés, la patience dont tu as fait preuve et surtout le temps accordé. C'est une ressource ô combien rare pour toi mais tu ne l'as jamais compté malgré nos longues et nombreuses discussions, qu'elles soient professionnelles ou personnelles.

Enfin, Pierre, je ne saurais lister ce que je te dois, du recrutement en fin d'école d'ingénieur au CRIGEN à mon parcours à Efficacy (en tant que doctorant et après). Je salue ta passion pour tout ce qui touche à l'énergie, ta culture artistique ainsi que ta minutie et ta disponibilité dans la relecture de mes productions. Et j'ajouterai que c'est toujours un plaisir de prendre un verre avec toi !

Vous avez tous les trois contribué à faire de nos réunions mensuelles et de l'ensemble de nos échanges professionnels des moments constructifs, agréables et passionnants. Je retiens finalement de votre encadrement que la porte d'un bon encadrant est toujours ouverte à un.e élève, stagiaire ou doctorant.e, quelle que soit la raison qui pousse à la franchir.

Merci à Efficacy et toute l'équipe, c'est une aventure collective qui est très intriquée avec ma thèse puisqu'elles ont démarré la même année. Merci à Michel Salem-Sermanet, Directeur Général pour m'avoir fait confiance et un merci spécial à Antoine Daval, ancien Directeur Général Adjoint qui a accepté de se joindre à mon jury de thèse.

De manière plus informelle, un petit coucou évidemment à mes collègues jeunes pour la plupart mais néanmoins historiques pour certains, qu'ils soient toujours là : Samuel, Arnold, Tristan, Nicolas, Adèle, Sophie, Emmanuel, Marina (merci pour le soutien moral en fin de thèse !) ou partis vers de plus verts pâturages depuis comme François, Esther, Kevin ou Coline. Que ce soient les soirées raclettes, les cafés, les concerts de Manu la star ou les fêtes de l'Huma, on s'est bien marré (et j'espère qu'on continuera !).

Merci aux nombreuses personnes issues de nos membres mises à dispositions et qui m'ont aidé dans mon travail quotidien, en particulier venant d'Engie, d'EDF et du CSTB. Merci en particulier à Vincent qui a contribué à ce travail de thèse et avec qui on s'est bien embêté mais aussi amusé lors des essais de la micro-turbine. Merci aussi à mes stagiaires plus ou moins officiels : Thomas, Alexandre, Lisa, Chihab et Hugo, vous avez tous posé une (voire plusieurs) pierres de ce travail.

Comment ne pas mentionner l'équipe MDE aux Mines, j'ai passé d'excellents moments professionnels mais aussi personnels avec les doctorants et stagiaires etc : Damien, Alberto, Marcel, Victor, Romain, Lisa, Maria, Baptiste, Valentin et Antoine et puis les permanents : Thomas, Bruno et Philippe. Je n'oublierai pas le tryptique chinois-japonais-pub o'prince qui a accompagné mes midis, le plaisir n'était pas tant dans les mets proposés que dans les personnes autour de la table !

Merci les amis, pour toutes les bouffées d'air frais que vous m'avez apportées. Je crois que ce sont les randonnées qui m'ont le plus permis de continuer à revenir au boulot à la fin des vacances (bien que certaines ascensions furent délicates, merci Laet !). Merci à toi Laure pour ton soutien incomparable, ce fut une sacrée aventure. Un merci spécial à Jean-Baptiste qui n'a pas été seulement un ami mais aussi une aide précieuse dans la conduite de ce travail. Pour (presque) finir, une pensée en écrivant ces lignes pour toi, Margaux.

Et finalement, une tendresse particulière à ma famille : mes parents, mes frères et sœurs sans oublier Thomas et Fafa, un grand merci à vous pour votre amour.

Sommaire

Chapitre 1 : Intégration des micro-cogénérations aux bâtiments – Contexte, enjeux et objectifs de la thèse.....13

Résumé	13
Table des matières.....	14
Table des figures.....	16
Table des tableaux	17
1 Contexte énergétique, environnemental et économique	19
1.1 Paysage énergétique mondial.....	19
1.2 Paysage énergétique européen.....	21
1.3 Paysage énergétique français	22
1.3.1 Electrification et stagnation de la demande.....	22
1.3.2 Mix de production électrique français et ses conséquences.....	22
1.3.3 Quelle évolution du parc de production électrique français ?.....	24
1.3.4 Le rôle du bâtiment dans la consommation d'énergie en France.....	24
1.4 Enjeux de la transition énergétique	26
1.4.1 Conséquences climatiques.....	26
1.4.2 Nécessaires adaptations de la chaîne de l'énergie.....	27
1.4.3 Aspects législatifs et réglementaires.....	30
1.4.4 La fin de l'ère d'abondance ?	30
1.5 Motivations de la thèse	32
2 Cogénération et micro-cogénération	34
2.1 Généralités	34
2.2 Technologies	34
2.2.1 Cycle de Rankine	36
2.2.2 Micro-turbine	36
2.2.3 Moteur à combustion interne	37
2.2.4 Moteur Stirling	37
2.2.5 Piles à combustible.....	38
2.2.6 Marchés français et mondiaux.....	40
2.3 Potentiel de la micro/mini-cogénération dans les bâtiments	41
2.3.1 Types de bâtiments.....	42
2.3.2 Freins au développement.....	43
2.3.3 Technologies concurrentes	43
2.4 Bénéfices pour le système énergétique national ou européen	44
2.4.1 Généralités	44
2.4.2 Echelle nationale : exemple du cas français	46
2.4.3 Etudes de la flexibilité offerte par la micro-cogénération	50
2.4.4 Synthèse.....	54
3 Etat de l'art de la modélisation et simulation pour évaluer la micro/mini-cogénération ...	55
3.1 Les outils de modélisation-simulation	55

3.1.1	Moteurs de calcul de simulation énergétique des bâtiments	55
3.1.2	Possibilités et limites	57
3.2	Modélisation des micro-cogénérateurs	59
3.2.1	Modèles détaillés	59
3.2.2	Modèles simplifiés d'optimisation	61
3.2.3	Synthèse	61
3.3	Modélisation des micro-cogénérations couplées aux bâtiments	62
4	Objectifs de la thèse	65
4.1	Problématique, objectif et verrous scientifiques	65
4.2	Démarche	65
5	Bibliographie	67

Chapitre 2 : Etude de l'adaptation des micro-cogénérateurs aux bâtiments : apports et limites d'un outil simplifié..... 75

	Résumé	75
	Table des matières	76
	Table des figures	77
	Table des tableaux	78
1	Problématique, objectifs et introduction aux cas d'étude	79
1.1	Problématique et objectifs	79
1.1.1	Dimensionnement et choix de la technologie de micro-cogénération	79
1.1.2	Stockage d'énergie	82
1.1.3	Schéma d'installation et régulation	82
1.2	Méthode et études de cas réalisées pendant la thèse	83
1.2.1	Une démarche menée en deux parties	83
1.2.2	Sélection et présentation des études de cas avec l'outil simplifié	84
1.2.3	Sélection et présentation des études de cas avec l'outil de simulation détaillé	84
2	Outil simplifié pour l'intégration des micro-cogénérations dans les bâtiments résidentiels et tertiaires	86
2.1	Description de l'outil simplifié	86
2.1.1	Modélisation des besoins	86
2.1.2	Modélisation de la production de chaleur	89
2.1.3	Hypothèses économiques, énergétiques et environnementales	91
2.2	Indicateurs calculés	98
2.2.1	Système de référence	98
2.2.2	Coût global	98
2.2.3	Economies d'énergie primaire	99
2.2.4	Import et export d'électricité	100
2.2.5	Couverture thermique	100
2.3	Résultats	100
2.3.1	Sélection d'un micro-cogénérateur pour un bâtiment donné : quelle technologie et quel dimensionnement ?	100

2.3.2	Influence du stockage thermique.....	107
2.3.3	Influence des besoins thermiques et électriques	109
2.3.4	Influence des impacts énergétiques et environnementaux de l'électricité de réseau	113
2.3.5	Discussion	114
3	Conclusion du chapitre	116
4	Bibliographie.....	117

Chapitre 3 : Caractérisation expérimentale et modélisation de deux technologies de micro-cogénération : moteur à combustion interne et micro-turbine..... 121

	Résumé.....	121
	Table des matières.....	122
	Table des figures.....	124
	Table des tableaux.....	126
1	Etat de l'Art des essais de micro-cogénération et modèle retenu	127
1.1	Objectifs et démarche.....	127
1.2	Etat de l'Art des essais de micro-cogénération pour différentes technologies.....	128
1.2.1	Différents types d'essais	128
1.2.2	Moteurs Stirling	130
1.2.3	Moteurs à combustion interne	131
1.2.4	Piles à combustible.....	132
1.2.5	Autres technologies	133
1.2.6	Synthèse	134
1.3	Modèle de micro-cogénération retenu	135
1.3.1	Phénomènes stationnaires	136
1.3.2	Modélisation des phénomènes instationnaires.....	139
1.3.3	Principe de paramétrage du modèle	140
1.4	Synthèse de l'état de l'Art des essais et du modèle retenu	141
2	Etude expérimentale et modélisation d'une micro-cogénération à moteur à combustion interne	143
2.1	Présentation de l'unité de cogénération et du banc de test.....	143
2.1.1	Unité de micro-cogénération.....	143
2.1.2	Banc d'essai	144
2.1.3	Moyens métrologiques et analyse d'incertitudes	145
2.2	Résultats expérimentaux.....	147
2.2.1	Régime stationnaire	147
2.2.2	Régime instationnaire.....	149
2.3	Adaptation du modèle et identification des paramètres	151
2.3.1	Modélisation et identification en régime stationnaire	151
2.3.2	Modélisation et identification en régime instationnaire	154

2.4	Synthèse de l'étude numérique et expérimentale d'un micro-cogénérateur à moteur à combustion interne.....	158
3	Etude expérimentale et modélisation d'une micro-cogénération à micro-turbine.....	159
3.1	Présentation de la machine et du banc de test.....	159
3.1.1	Machine.....	159
3.2	Campagnes expérimentales	162
3.2.1	Bancs d'essais	162
3.2.2	Résultats expérimentaux	170
3.3	Adaptations du modèle et identification des paramètres	171
3.3.1	Identification des paramètres stationnaires.....	171
3.3.2	Identification des paramètres instationnaires du modèle semi-empirique	186
3.4	Validation du modèle sur une séquence expérimentale.....	198
3.4.1	Périmètre de validation	198
3.4.2	Essai utilisé pour la validation.....	199
3.4.3	Critères de validation.....	201
3.4.4	Résultats	202
3.4.5	Débit d'eau et températures	205
3.5	Etude de sensibilité du modèle	206
4	Synthèse du chapitre.....	209
4.1	Récapitulatif des travaux réalisés.....	209
4.2	Bilan des nouveautés apportées au modèle	209
4.3	Vers un modèle générique simplifié de micro-cogénération	210
5	Bibliographie.....	211

Chapitre 4 : Présentation et validation de la plateforme de modélisation dynamique développée – Développement et paramétrage d'un modèle générique de micro-cogénérateur 215

	Résumé.....	215
	Table des matières.....	216
	Table des figures.....	218
	Table des tableaux	220
1	Introduction	222
2	Développement d'une plateforme de modélisation des couplages de micro-cogénérateurs et bâtiments.....	225
2.1	Sélection de la plateforme logicielle de modélisation	225
2.2	Modélisation de l'enveloppe des bâtiments	226
2.2.1	Généralités sur les modèles d'enveloppe.....	226
2.2.2	Modèle physique simplifié : choix de l'analogie électrique R_6C_2	227
2.3	Modélisation des occupants et de leurs besoins.....	230
2.3.1	Electricité spécifique	231
2.3.2	Eau chaude sanitaire	232
2.4	Modélisation des systèmes CVC.....	232

2.4.1	Modèle de stockages.....	232
2.4.2	Modèle d'appoint thermique.....	234
2.4.3	Modèle de distribution et d'émission.....	235
2.4.4	Régulation de l'ensemble.....	238
2.5	Synthèse.....	239
3	Éléments de validation des résultats de la plateforme à deux échelles temporelles : infra-journalière et annuelle.....	240
3.1	Confrontation du modèle de micro-cogénération Stirling 1 kW _{el} sur des essais in-situ pour des journées-types de fonctionnement.....	241
3.1.1	Méthodologie.....	241
3.1.2	Estimation des grandeurs non mesurées.....	241
3.1.3	Correction des données mesurées.....	244
3.1.4	Indicateurs de comparaison retenus.....	245
3.1.5	Résultats illustrés sur une journée type.....	246
3.1.6	Synthèse des résultats sur l'ensemble des journées types.....	248
3.1.7	Conclusions.....	253
3.2	Confrontation de la plateforme de modélisation dans le cas de logements équipés de micro-cogénérateurs Stirling 1 kW _{el} pour des indicateurs annuels.....	254
3.2.1	Objectifs et méthodologie.....	254
3.2.2	Présentation des cas d'étude en simulation.....	255
3.2.3	Présentation des cas d'étude expérimentaux.....	259
3.2.4	Comparaison des performances simulées et mesurées de micro-cogénérateurs... ..	264
3.2.5	Conclusions et perspectives.....	272
4	Vers un modèle de micro-cogénération plus générique.....	274
4.1	Forme générale du modèle développé.....	274
4.1.1	Quels phénomènes prendre en compte ?.....	274
4.1.2	Modélisation adoptée en régime stationnaire.....	276
4.1.3	Modélisation des démarrages et refroidissements.....	279
4.2	Constitution et analyse d'une base de données de performances en régime stationnaire.....	286
4.2.1	Données de performances nominales.....	286
4.2.2	Performances à charge partielle.....	289
4.2.3	Performances à température de retour d'eau variable.....	297
4.2.4	Performances à température d'air variable.....	303
4.2.5	Synthèse des dégradations de performances modélisées en régime stationnaire.....	305
4.2.6	Démarrage et refroidissement.....	306
4.3	Base de données de coûts.....	307
5	Conclusion du chapitre.....	311
6	Bibliographie.....	312

Chapitre 5 : Apports de la modélisation détaillée pour le dimensionnement, le choix du schéma hydraulique et de la régulation d'une installation de micro-cogénération 317

Résumé	317
Table des matières.....	318
Table des figures.....	320
Table des tableaux	322
1 Dimensionnement d'une installation de micro-cogénération	323
1.1 Cas d'étude : moteur à combustion interne en résidentiel collectif	323
1.1.1 Modélisation du bâtiment.....	323
1.1.2 Modélisation des usages	328
1.1.3 Systèmes CVC	329
1.1.4 Principe de fonctionnement et régulation	333
1.2 Analyse de sensibilité sur l'installation	335
1.2.1 Cas étudiés	335
1.2.2 Résultats	338
1.2.3 Recommandation à l'usage des concepteurs d'installation	340
1.3 Identification du dimensionnement optimal du cogénérateur	342
1.3.1 Lien entre valorisation économique de l'électricité, fonctionnement estival et puissance installée	342
1.3.2 Résultats économiques	343
1.3.3 Indicateurs techniques saisonniers	346
1.3.4 Résultats énergétiques.....	350
1.4 Conclusions de l'étude de cas immeuble de logement et MCI	355
2 Intégration hydraulique et régulation des micro-cogénérateurs	357
2.1 Cas d'étude : écogénérateur Stirling en maison individuelle	357
2.1.1 Contexte	357
2.1.2 Problématique et périmètre.....	357
2.1.3 Configurations étudiées	358
2.1.4 Bâtiments étudiés	359
2.2 Hypothèses de modélisation	359
2.2.1 Bâtiment	359
2.2.2 Equipements CVC.....	360
2.2.3 Scénarios de sollicitation (usages et météorologique).....	361
2.2.4 Critères d'analyse.....	362
2.3 Analyse de sensibilité	364
2.3.1 Influence du type de stockage et de sa configuration	364
2.3.2 Influence de la gestion du moteur Stirling et de son appoint.....	378
2.3.3 Influence de la programmation de consigne de température intérieure sur la production électrique.....	383
2.4 Etude paramétrique	385
2.4.1 Economies d'énergie primaire	385
2.4.2 Electricité produite	386

2.4.3	Nombre de cycles marche/arrêt du moteur Stirling.....	386
2.4.4	Pertes de stockage.....	388
2.4.5	Utilisation de l'appoint thermique.....	388
2.4.6	Taux d'autoconsommation	389
2.4.7	Economies d'exploitation générées	390
2.4.8	Récapitulatif du fonctionnement de l'écogénérateur dans deux cas d'études	393
2.5	Conclusions de l'étude de cas en maison individuelle et Stirling.....	394
2.5.1	Synthèse des résultats.....	394
2.5.2	Synthèse méthodologique.....	394
3	Bilan des résultats et comparaison des outils	395
3.1	Utilisation des monotones en micro-cogénération	395
3.2	Représentation en monotones de besoins et de production thermiques des résultats du chapitre, avantages et limites	396
3.3	Comparaison des outils de modélisation pour le dimensionnement et l'intégration .	399
3.4	Usage pratique des outils	402
3.4.1	Outils de dimensionnement en conception	402
3.4.2	Etablissement de règles de bonnes pratiques d'intégration	403
3.4.3	Accompagnement d'essais de terrain	403
4	Bibliographie.....	404

Conclusions et perspectives..... 407

Annexes

	Table des annexes.....	I
A1	Annexes du chapitre 3 : détails de la modélisation des phases de démarrage et arrêts du moteur Stirling	III
A2	Annexes du chapitre 3 : modélisation des performances de la micro-cogénération à température d'air comburant variable	VII
A3	Annexes du chapitre 4.....	XXIV
A4	Annexes du chapitre 5 : présentation du cas d'étude MCI en immeuble collectif	XXVI
A5	Annexe du chapitre 5 : analyses de sensibilité complémentaires, étude de cas Stirling en maison individuelle	XXX
A6	Communication à la conférence Building Simulation 2017.....	XXXII

CHAPITRE 1

Intégration des micro-cogénérations aux bâtiments – Contexte, enjeux et objectifs de la thèse

Résumé

Ce chapitre introductif dépeint le contexte énergétique, environnemental et économique dans lequel s'inscrit cette thèse et les motivations qui ont conduit à réaliser ce travail.

Une présentation du principe de la cogénération et une comparaison des technologies de micro-cogénération à différents niveaux de maturité est réalisée. Une étude bibliographique du potentiel d'amélioration de l'efficacité énergétique et de l'intégration des énergies renouvelables à l'aide de la micro-cogénération à l'échelle locale et nationale est présentée. L'exploitation originale de données du réseau électrique français permet de mettre en évidence le type d'intermittence des différents moyens de production du parc de production d'électricité en France et ainsi dégager le rôle idéal de la micro-cogénération dans le mix.

Une revue de la littérature sur la modélisation des micro-cogénérateurs et de leur couplage aux bâtiments est proposée en s'appuyant sur les travaux d'état de l'art de plusieurs auteurs. On identifie des lacunes de la littérature telles que l'étude de certains types de bâtiments (logements collectifs et tertiaires par exemple) et une modélisation trop peu générique des cogénérateurs conduisant à des résultats peu généralisables pour déduire des règles de dimensionnement et de conception des installations utilisables par les bureaux d'études.

On propose d'apporter une contribution à l'établissement de règles de dimensionnement et de conception des installations de micro-cogénérations qui se traduit par la démarche présentée à la fin du chapitre.

Table des matières

Résumé.....	13
Table des matières.....	14
Table des figures.....	16
Table des tableaux.....	17
1 Contexte énergétique, environnemental et économique	19
1.1 Paysage énergétique mondial.....	19
1.2 Paysage énergétique européen.....	21
1.3 Paysage énergétique français	22
1.3.1 Electrification et stagnation de la demande.....	22
1.3.2 Mix de production électrique français et ses conséquences.....	22
1.3.3 Quelle évolution du parc de production électrique français ?.....	24
1.3.4 Le rôle du bâtiment dans la consommation d'énergie en France.....	24
1.4 Enjeux de la transition énergétique	26
1.4.1 Conséquences climatiques.....	26
1.4.2 Nécessaires adaptations de la chaîne de l'énergie.....	27
1.4.3 Aspects législatifs et réglementaires.....	30
1.4.4 La fin de l'ère d'abondance ?	30
1.5 Motivations de la thèse	32
2 Cogénération et micro-cogénération.....	34
2.1 Généralités	34
2.2 Technologies	34
2.2.1 Cycle de Rankine	36
2.2.2 Micro-turbine	36
2.2.3 Moteur à combustion interne.....	37
2.2.4 Moteur Stirling	37
2.2.5 Piles à combustible.....	38
2.2.6 Marchés français et mondiaux	40
2.3 Potentiel de la micro/mini-cogénération dans les bâtiments.....	41
2.3.1 Types de bâtiments.....	42
2.3.2 Freins au développement	43
2.3.3 Technologies concurrentes.....	43
2.4 Bénéfices pour le système énergétique national ou européen	44
2.4.1 Généralités	44
2.4.2 Echelle nationale : exemple du cas français	46
2.4.3 Etudes de la flexibilité offerte par la micro-cogénération	50
2.4.4 Synthèse.....	54
3 Etat de l'art de la modélisation et simulation pour évaluer la micro/mini-cogénération.....	55
3.1 Les outils de modélisation-simulation	55
3.1.1 Moteurs de calcul de simulation énergétique des bâtiments	55
3.1.2 Possibilités et limites.....	57
3.2 Modélisation des micro-cogénérateurs.....	59

3.2.1	Modèles détaillés	59
3.2.2	Modèles simplifiés d'optimisation.....	61
3.2.3	Synthèse.....	61
3.3	Modélisation des micro-cogénérations couplées aux bâtiments	62
4	Objectifs de la thèse	65
4.1	Problématique, objectif et verrous scientifiques	65
4.2	Démarche	65
5	Bibliographie.....	67

Table des figures

Figure 1.1 : Consommation d'énergie finale (Mtep) par énergie dans le monde (gauche) et dans les pays de l'OCDE (droite), source : (IEA, 2016).....	19
Figure 1.2 : Consommation d'énergie finale (Mtep) (haut) et production d'énergie primaire (Mtep) (bas) des pays de l'OCDE, source : (IEA, 2016).....	20
Figure 1.3 : Production d'électricité mondiale (TWh) par source d'énergie primaire dans le monde, source : (IEA, 2016).....	21
Figure 1.4 : Consommation d'énergie finale par énergie en France entre 1970 et 2014, source : (ADEME, 2015)	22
Figure 1.5 : Mix de production électrique 2016, source : (RTE, 2017)	22
Figure 1.6 : Développement de la pointe de consommation française et gradient thermique de consommation électrique dans cinq pays européens dont la France, source : (RTE, 2016)	23
Figure 1.7 : Saisonnalité de la production nucléaire française, source : (RTE, 2016)	23
Figure 1.8 : Consommations d'énergie finale des résidences principales par énergie, source : (ADEME, 2015)	25
Figure 1.9 : Evolution des indices de consommation d'énergie des logements par usage, source : (ADEME, 2015)	25
Figure 1.10 : Augmentation de la température moyenne terrestre selon les émissions de CO ₂ anthropiques cumulées depuis 1870 dans différents scénarios, source : (GIEC, 2014).....	26
Figure 1.11 : Taux de disponibilité et production mensuels du parc éolien et solaire français, source : (RTE, 2017)	28
Figure 1.12 : Production électrique horaire moyenne [MW] de l'éolien et du PV en fonction de la demande [MW] en 2015, exploitation de données (RTE, 2016)	29
Figure 1.13 : Monotone des rampes horaires de puissance de la charge résiduelle allemande (déduction faite des énergies renouvelables) selon différents scénarios de développement des énergies renouvelables, source : (Schill, 2014)	29
Figure 1.14 : Diagramme de Sankey simplifié du mix énergétique français 2050 NegaWatt correspondant aux objectifs de réduction des émissions de gaz à effet de serre « facteur 4 », source : (NegaWatt, 2015)	32
Figure 1.15 : Processus de traitement du gaz naturel dans les piles à combustible, les étages du traitement sont en gras, les méthodes les plus communes encadrées en pointillées et leur fonction tout à gauche. La composition du gaz obtenu à chacun des étages du traitement est indiquée à droite, source : (Staffell, 2009)	38
Figure 1.16 : Durée de vie des cœurs de pile à combustible, source : (Staffell, 2015)	40
Figure 1.17 : Ventes de cogénération mondiales pour les puissances de moins de 6 kW _{el} , pour les puissances supérieures les moteurs à combustion interne restent en tête, source : (COGEN Europe & Delta EE, 2013)	41
Figure 1.18 : Schéma de principe d'un système type de micro-cogénération avec appoint thermique, stockages thermique et électrique couplés à un bâtiment résidentiel relié aux réseaux électrique et de gaz naturel	42

Figure 1.19 : Illustration qualitative des besoins thermiques et électriques (hors chauffage/ECS) des bâtiments résidentiels et tertiaires, adapté de : (ADEME, 2013), (Herant, 2007), consultation d’experts 43

Figure 1.20 : Consommation moyenne horaire française [MW] selon la température extérieure [K] en 2015, un point toutes les heures47

Figure 1.21 : Répartition des périodes de faibles (vert) et fortes (rouge) consommations électriques selon l’heure de la journée (gauche) et par mois (droite). Aide de lecture : sur le graphique de gauche, il y a 200 jours pour lesquels la consommation électrique est inférieure à 45 GW à 4 h du matin. A droite, il y a 550 h pour lesquelles la consommation est supérieure à 65 GW en janvier.47

Figure 1.22 : Production des centrales au charbon, gaz, hydrauliques et nucléaires françaises [MW] selon la consommation nationale en 2015 48

Figure 1.23 : Fréquences des périodes de production à plus de 50 % de la plage de puissance de différents types de centrale selon l’heure de la journée (gauche) et par mois (droite) 49

Figure 1.24 : Contenu CO₂ d’un kWh électrique marginal pour une approche attributionnelle (ACVA) et conséquentielle (ACVC) dans le mix électrique français, source : (Roux, 2016) 50

Figure 1.25 : Modélisation séquentielle pour résolution explicite à pas de temps fixe (typiquement horaire), sources : (Blervaque, 2014) d’après (Clarke, 2001)..... 58

Figure 1.26 : Modélisation par système d’équations pour résolution implicite à pas de temps variable, source : (Blervaque, 2014)..... 59

Table des tableaux

Tableau 1.1 : Consommations des logements selon leur année de construction par usage (Bouvenot, 2015)..... 25

Tableau 1.2 : Moyens d’action tout au long de la chaîne d’énergie, exemple d’un logement chauffé à l’électricité27

Tableau 1.3 : Comparaison technologique des systèmes de micro/mini-cogénération, sources dans le texte 35

Tableau 1.4 : Comparaison des performances des systèmes de micro/mini-cogénération, sources dans le texte..... 35

Tableau 1.5 : Caractéristiques principales de 4 technologies de piles à combustible, source : (Staffell, 2009) 38

Tableau 1.6 : Etat des lieux de la cogénération en France en 2014, source : (CODE2 European Project, 2014) 40

Tableau 1.7 : Surfaces chauffées de bâtiments résidentiels et tertiaires, sources : (Herant, 2007) (ADEME, 2013) 42

Tableau 1.8 : Tableau comparatif des principales technologies de production thermiques et électriques locales performantes intégrables aux bâtiments, adapté de (Staffell, et al., 2009)..... 44

Tableau 1.9 : Résultats de l’étude du potentiel de flexibilité de Kelly et al..... 52

Tableau 1.10 : Tableau de synthèse des modèles de micro-cogénération détaillés identifiés par (Bouvenot, 2015) (STDA : Simulation Thermique Dynamique Annuelle)..... 61

Tableau 1.11 : Caractéristiques et utilisations des différents types de modèles de micro-cogénération 62

Tableau 1.12 : Synthèse des connaissances actuelles et lacunes de la littérature sur la modélisation des micro-cogénérations intégrées aux bâtiments 64

1 Contexte énergétique, environnemental et économique

1.1 Paysage énergétique mondial

L'ère de l'énergie abondante, abordable et sans conséquence visible sur l'environnement touche à sa fin comme l'ont acté les 195 parties signataires de l'accord de Paris sur le Climat (Nations Unies, 2015). Reste à savoir quand et dans quelle mesure cela impactera les modes de vie des pays développés et en voie de développement au XXI^e siècle. S'agira-t-il d'ajustements à la marge ou de modifications structurelles de nos logiques de consommation, de déplacement et d'alimentation reposant sur un usage de l'énergie jusqu'ici peu modéré ?

Puisqu'elle mesure la capacité d'un système à modifier un état, l'énergie structure les sociétés de consommation actuelles, véritables machines à extraire, transformer, transporter et brûler la matière pour satisfaire les besoins humains. L'approvisionnement contraint en énergie (moins par le stock disponible que par la capacité de l'environnement à en absorber les effets secondaires) n'est pas aujourd'hui une réalité à l'échelle du monde (Figure 1.1) mais le devient pour les pays développés (Figure 1.2 haut).

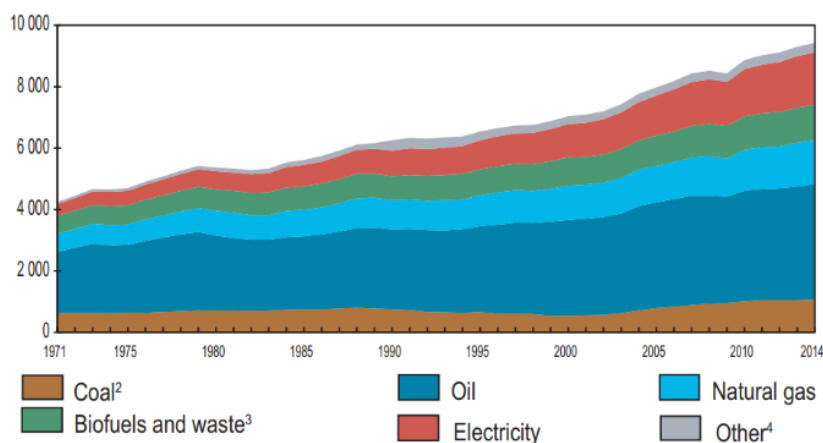


Figure 1.1 : Consommation d'énergie finale (Mtep) par énergie dans le monde (gauche) et dans les pays de l'OCDE (droite), source : (IEA, 2016)

Les politiques énergétiques et environnementales menées par les pays de l'OCDE (dont la France) suite aux chocs pétroliers (1974, 1979) et au protocole de Kyoto (Nations Unies, 1997) ont conduit à une stagnation de l'énergie finale consommée, tous vecteurs confondus, depuis les années 2000 (bien que certains dont (Jancovici, 2015) contestent l'effet réel du protocole de Kyoto sur la consommation des pays signataires par rapport aux autres).

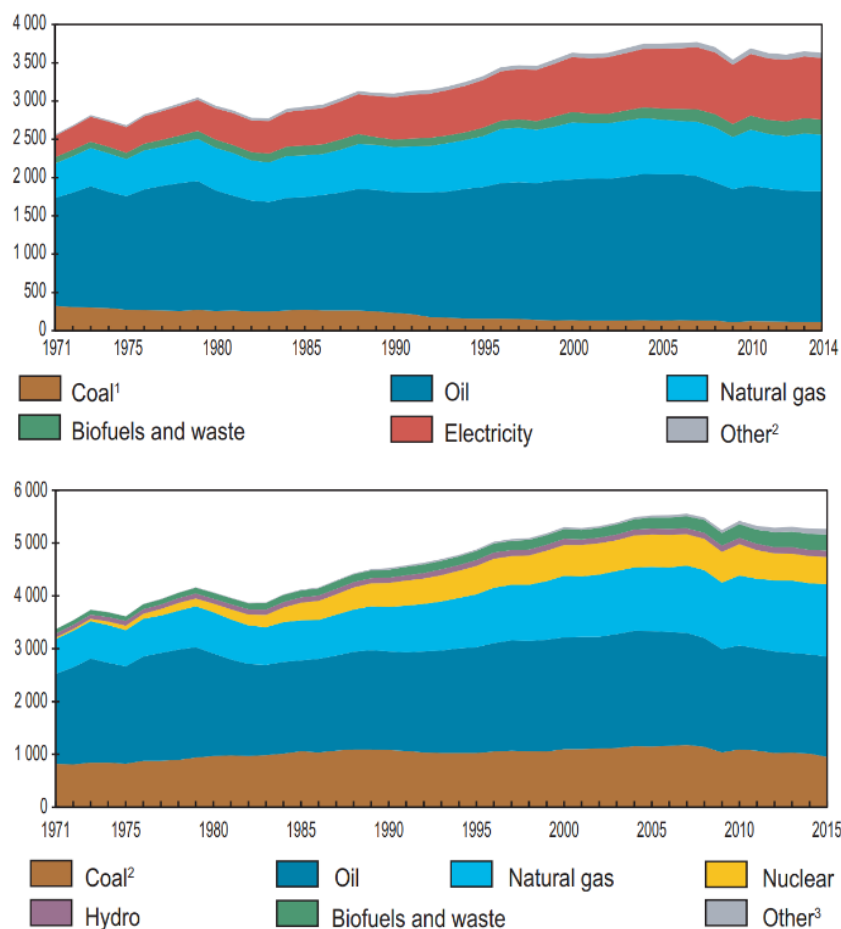


Figure 1.2 : Consommation d'énergie finale (Mtep) (haut) et production d'énergie primaire (Mtep) (bas) des pays de l'OCDE, source : (IEA, 2016)

Parmi les formes d'énergie finale consommées, on constate une nette hausse de l'électricité, c'est particulièrement vrai dans le cas des pays de l'OCDE pour lesquels l'énergie finale consommée hors électricité n'augmente pas entre 1971 et 2014 (Figure 1.2 haut).

L'énergie finale n'est pourtant que l'un des aspects du problème et il convient de ramener la problématique en énergie primaire (Figure 1.2 bas) : l'augmentation de l'usage final d'électricité cache en effet l'utilisation massive d'énergies primaires fossiles, l'apparition de l'énergie nucléaire et une part d'énergies renouvelables, dédiées à sa production. La répartition des moyens de production de l'électricité dans le monde est donnée sur la Figure 1.3, elle montre la prédominance des moyens fossiles thermiques telles que les centrales charbon, gaz (turbines, cycles combinés) ou plus rarement au fioul et l'apparition récente des énergies renouvelables hors hydraulique (« Other »).

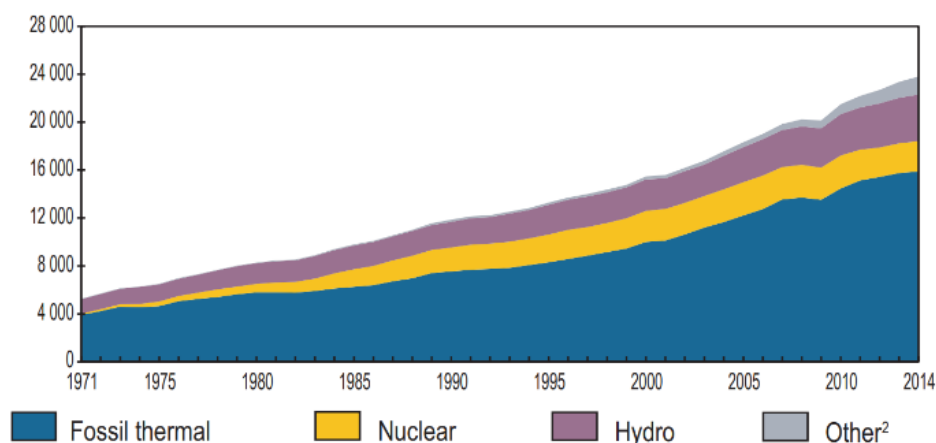


Figure 1.3 : Production d'électricité mondiale (TWh) par source d'énergie primaire dans le monde, source : (IEA, 2016)

On constate donc deux tendances :

- Une stagnation de l'énergie finale consommée dans les pays développés.
- Une demande d'électricité croissante entre 1971 et aujourd'hui dont la production est assurée par des moyens qui se sont diversifiés mais reposant essentiellement sur les combustibles fossiles.

1.2 Paysage énergétique européen

Le paysage énergétique européen est proche de celui de l'OCDE puisqu'il regroupe des pays développés, il se caractérise malgré tout par une forte hétérogénéité des mix de production particulièrement électrique – presque 100 % renouvelable dans certains pays de l'Europe du Nord, encore essentiellement charbon en Pologne – et des prix de l'énergie – 0,06 à 0,3 €/kWh électrique et 0,03 à 0,12 €/kWh gaz.

On assiste à une structuration du marché européen, notamment électrique, sous l'impulsion de l'Union Européenne avec le gestionnaire de réseau de transport européen ENTSO-E¹, la création par la France, l'Allemagne, la Grande-Bretagne, le Bénélux, la Suisse et l'Autriche de la bourse d'échange d'électricité EPEX SPOT², tout ceci permis par l'émergence de ce que l'on appelle aujourd'hui la « plaque de cuivre européenne ». Le renforcement des interconnexions électriques entre pays est né de la volonté d'accroître la stabilité des réseaux électriques nationaux par la solidarité entre pays. Cela permet de subvenir aux besoins des pays en dépit d'évènements perturbants pour le réseau : pointe de consommation hivernale, baisse ou hausse de production d'origine renouvelable, perte d'une centrale ...

L'Union Européenne s'est de plus dotée de compétences en matière d'énergie pour influencer les décisions des pays membres à travers des directives et réglementations.

¹ <https://www.entsoe.eu/Pages/default.aspx>

² <https://www.epexspot.com/fr/>

1.3 Paysage énergétique français

1.3.1 Electrification et stagnation de la demande

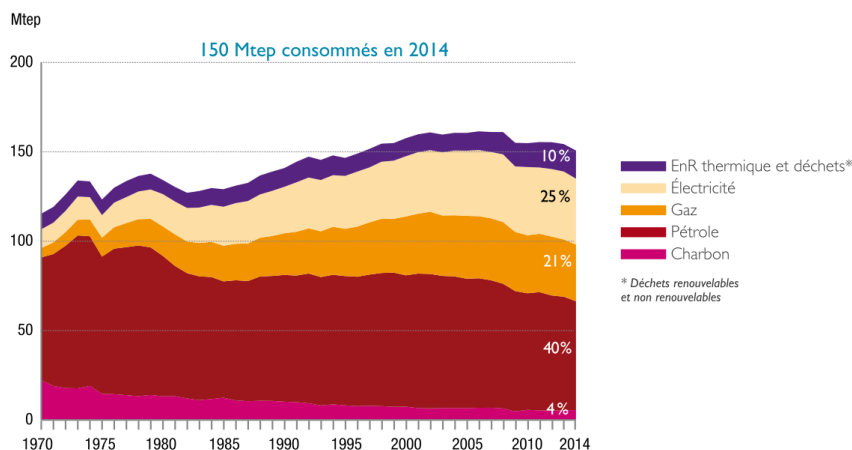


Figure 1.4 : Consommation d'énergie finale par énergie en France entre 1970 et 2014, source : (ADEME, 2015)

La structure de la consommation d'énergie finale française (Figure 1.4) est assez comparable au reste de l'OCDE par la prédominance du pétrole (en particulier pour les usages transports), la stagnation des besoins totaux depuis les années 2000 et une électrification importante depuis 1970. Cette dernière s'explique, en France, par une utilisation importante de l'électricité pour les usages thermiques (chauffage, eau chaude sanitaire) et bien sûr l'augmentation des usages de l'électricité spécifique, notamment en raison du développement des technologies de l'information et de la communication.

1.3.2 Mix de production électrique français et ses conséquences

L'originalité française réside dans la part du nucléaire dans le mix de production électrique de plus de 72 % (Figure 1.5) bien que ces centrales ne représentent que la moitié de la capacité totale installée (63 sur 131 GW) grâce à un fort taux de disponibilité des centrales.

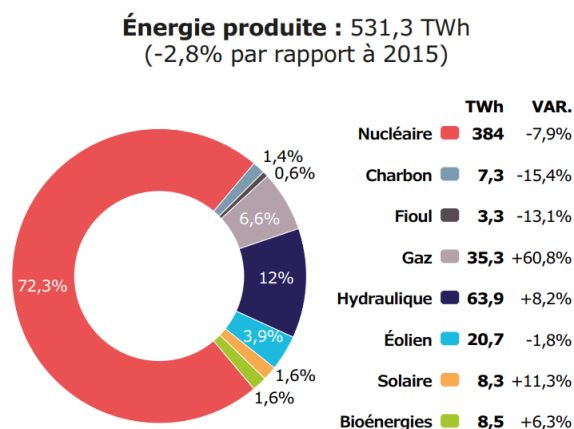


Figure 1.5 : Mix de production électrique 2016, source : (RTE, 2017)

Ce mix de production électrique permet à la France d'afficher l'un des coûts de l'électricité (notamment pour les ménages) les plus bas en Europe grâce à un grand nombre de centrales nucléaires construites entre 1977 et 1994 (plus quelques centrales au début des années 2000) et pour certaines déjà amorties.

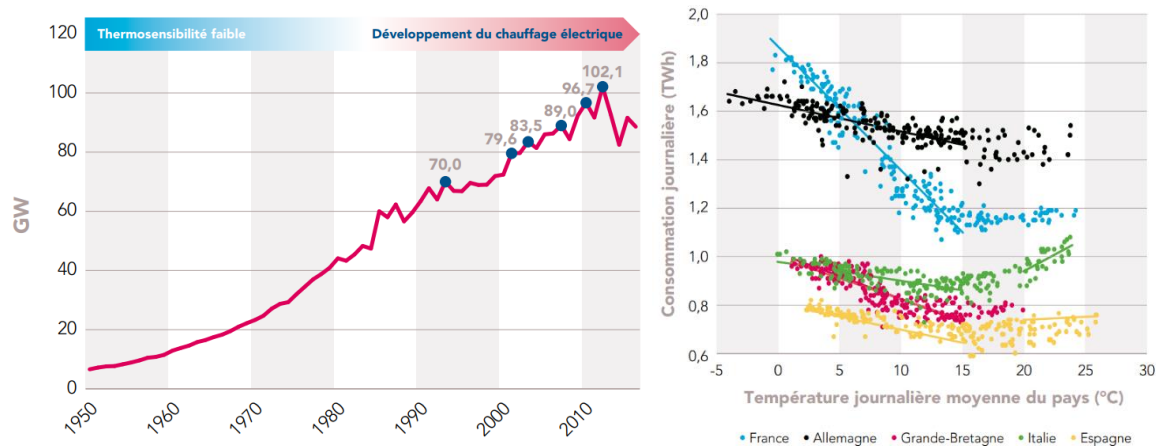


Figure 1.6 : Développement de la pointe de consommation française et gradient thermique de consommation électrique dans cinq pays européens dont la France, source : (RTE, 2016)

Cela a mené à une forte présence des usages thermiques de l'électricité en France conduisant à des phénomènes de pointe de consommation hivernal très marqués et au gradient thermique de consommation électrique (généralement exprimé en TWh journalier/°C ou GW/°C) le plus élevé d'Europe (Figure 1.6). Ce gradient est en partie compensé par une hausse de la production nucléaire en hiver (Figure 1.7) qui reste cependant limitée à 63 GW (voire moins, selon les périodes de maintenance), le restant devant être apporté par des moyens de production pilotables tels que les centrales thermiques à flamme ou les énergies des barrages hydroélectriques, ce qui explique la présence encore non-négligeable de centrales fonctionnant aux combustibles fossiles (9 % de l'électricité produite en 2016).

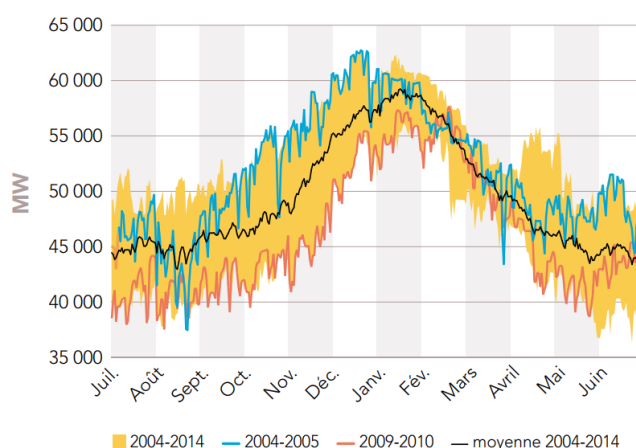


Figure 1.7 : Saisonnalité de la production nucléaire française, source : (RTE, 2016)

1.3.3 Quelle évolution du parc de production électrique français ?

En revanche, se pose aujourd'hui la question du renouvellement ou du démantèlement d'un certain nombre de centrales nucléaires à horizon des 20 prochaines années en raison de leur durée de vie (initialement prévue pour 40 ans) et des difficultés économiques de la filière. Ces questions se sont renforcées suite notamment à l'accident grave de Fukushima-Daiichi (2011) et au renforcement des règles de sûreté qui s'en sont suivies. De plus, la France a inscrit en 2015 dans la loi LTECV³ la réduction de la part du nucléaire à 50 % de la production d'électricité en 2025, objectif qui de l'aveu même du nouveau gouvernement ne pourra pas être tenu dans les temps. Cet objectif conduirait, à production constante, à la fermeture d'environ 17 réacteurs en 8 ans. Dans le même temps, la loi prévoit de :

- réduire la consommation énergétique primaire d'énergies fossiles de 30 % en 2030 par rapport à la référence 2012,
- réduire les émissions de gaz à effet de serre de 40 % entre 1990 et 2030.

Pour concilier ces objectifs, le scénario tracé correspond donc à une politique volontariste de développement des énergies renouvelables en particulier électriques. En l'absence d'importantes capacités hydrauliques supplémentaires disponibles sur le territoire (Jancovici, 2006), il s'agira donc vraisemblablement d'éolien et de solaire photovoltaïque (PV), dont la capacité d'absorption par les réseaux de distribution et de transport d'électricité constitue un sujet de débat scientifique. Il a été illustré par la publication du rapport de l'ADEME sur l'évaluation d'un mix électrique 100 % renouvelable en 2050 (ADEME, et al., 2016).

1.3.4 Le rôle du bâtiment dans la consommation d'énergie en France

Deux phénomènes ont été mis en évidence dans les paragraphes précédents :

- Croissance de la demande électrique et de la part de l'électricité dans la demande en énergie finale
- Intensification de la thermosensibilité de la demande électrique

Le secteur du bâtiment (résidentiel et tertiaire) est le principal facteur explicatif de ces deux phénomènes en raison de son poids dans l'ensemble de la consommation d'énergie finale française à hauteur de 45 %, (ADEME, 2015) et de l'augmentation de la part de l'électricité dans ses sources d'énergie (exemple du logement, Figure 1.8).

³ Loi relative à la transition énergétique pour la croissance verte (LTECV) publiée au Journal Officiel du 18 août 2015

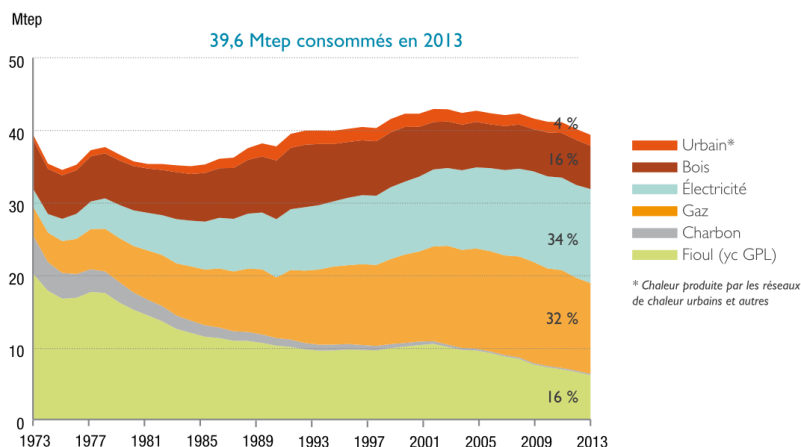


Figure 1.8 : Consommations d'énergie finale des résidences principales par énergie, source : (ADEME, 2015)

La hausse de l'usage de l'électricité dans le bâtiment est expliquée par la diffusion du chauffage électrique mais aussi par la hausse des usages spécifiques de l'électricité comme le montre la Figure 1.9 dans le cas des logements.

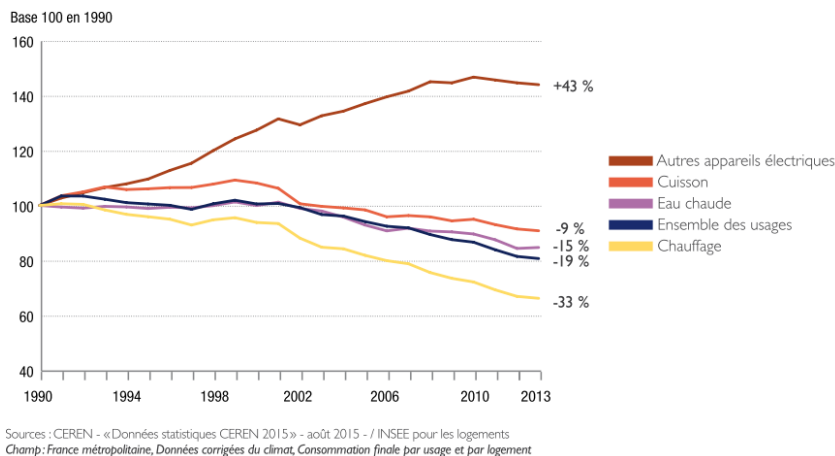


Figure 1.9 : Evolution des indices de consommation d'énergie des logements par usage, source : (ADEME, 2015)

Combinée aux effets des réglementations thermiques successives ayant amené une forte diminution des besoins de chauffage, la hausse des consommations électriques spécifiques a considérablement modifié la répartition des consommations dans les bâtiments neufs. Les ordres de grandeur des consommations d'énergie pour les différents postes sont présentés dans le Tableau 1.1 selon la période de construction du bâtiment ; (Bouvenot, 2015) établit un ratio caractéristique σ comme étant le rapport des consommations de chaleur et d'électricité spécifique, celui-ci a considérablement augmenté dans les bâtiments neufs. Dans les bâtiments dits « passifs » (quasi-absence de besoins de chauffage), ce ratio peut dépasser l'unité, ce qui signifie que l'ECS et le chauffage combinés sont équivalents à la consommation d'électricité spécifique.

	ECS	chauffage	électricité	σ^*
	[kWh _{th} /m ² /an]	[kWh _{th} /m ² /an]	[kWh _{el} /m ² /an]	[kWh _{el} .kWh _{th} ⁻¹]
ancien (<RT 2000)	30	150	25	0,15
rénovation (RT 2000 - RT 2005)	25	100	25	0,2
BBC (RT 2012)	20	25	25	0,5

Tableau 1.1 : Consommations des logements selon leur année de construction par usage (Bouvenot, 2015)

A long terme, on pourrait donc tendre vers une situation dans laquelle, malgré le renouvellement et/ou la rénovation du parc de bâtiments provoquant une baisse des besoins de chauffage, la consommation électrique restera importante. Cela est d'autant plus vrai dans les bâtiments tertiaires pour lesquels les usages d'éclairage, informatiques et de climatisation sont déjà prépondérants devant les besoins de chauffage et d'ECS malgré l'usage d'éclairage et de climatisation haute performance.

1.4 Enjeux de la transition énergétique

L'activité humaine, en particulier la hausse continue des consommations d'énergie (fossiles) à l'échelle mondiale et ce malgré une stagnation de celle des pays industrialisés, a des conséquences majeures sur l'environnement que l'on ne peut plus ignorer. Ceci engage dès aujourd'hui l'humanité vers une transition écologique et énergétique dont on présente diverses conséquences dans cette partie.

1.4.1 Conséquences climatiques

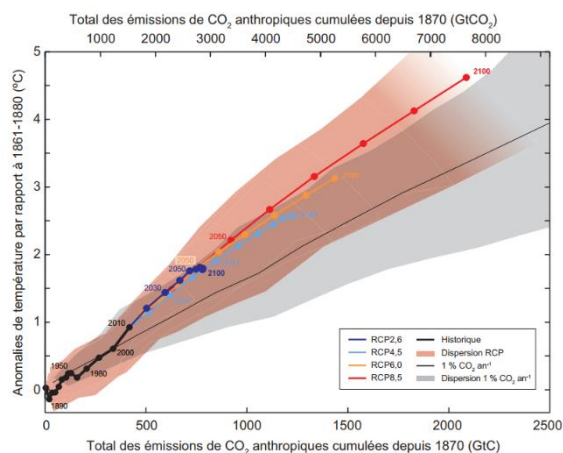


Figure 1.10 : Augmentation de la température moyenne terrestre selon les émissions de CO₂ anthropiques cumulées depuis 1870 dans différents scénarios, source : (GIEC, 2014)

Le premier enjeu de la transition énergétique est de limiter l'impact des activités humaines pour éviter les conséquences climatiques d'émissions de gaz à effet de serre trop importantes dans l'environnement telles qu'une augmentation de plusieurs degrés Celsius de la température moyenne terrestre. La Figure 1.10 montre la modification de la température moyenne terrestre selon les émissions de CO₂ anthropiques. En 2015 près de 2000 GtCO₂ ont été émises depuis le début de l'ère industrielle quand il faudrait se limiter à environ 3000 GtCO₂ (selon le graphique) pour maintenir la hausse de température au-dessous des 2 °C décrétée acceptable par la communauté internationale.

La production et la consommation d'énergie étant l'une des principales activités émettrices de gaz à effet de serre dans le monde, il faut agir sur plusieurs leviers. Parmi ceux-là, les usages de l'énergie qui nous intéressent dans cette thèse sont les consommations du secteur du bâtiment pour le chauffage, l'eau chaude sanitaire et son approvisionnement en électricité.

1.4.2 Nécessaires adaptations de la chaîne de l'énergie

Démarche globale

L'association NegaWatt propose depuis plusieurs années des scénarios de transition énergétique pour répondre aux enjeux climatiques qui reposent sur la logique : « Sobriété, Efficacité, Renouvelable » (NegaWatt, 2015). Ces trois types d'actions se déclinent dans tous les secteurs comme celui du bâtiment et s'articulent tous au long de la chaîne de l'énergie (Tableau 1.2).

Chaîne de l'énergie	Production	Transport	Distribution	Transformation	Usage final	Besoin
Moyens d'action	Renouvelable	Efficacité	Efficacité	Efficacité	Efficacité	Sobriété
Exemple : chauffage électrique d'un logement	Cycle combiné gaz → Eolienne	Diminution des pertes	Diminution des pertes	Radiateur électrique → Pompe à chaleur	Isolation du logement	Baisse de la température de consigne

Tableau 1.2 : Moyens d'action tout au long de la chaîne d'énergie, exemple d'un logement chauffé à l'électricité

Ces scénarios postulent qu'il faut agir sur les trois leviers en procédant dans l'ordre : d'abord jouer autant que possible sur la sobriété, répondre au besoin restant efficacement, satisfaire les consommations incompressibles par des énergies renouvelables. La démarche de cette thèse s'inscrit avant tout dans la recherche d'une meilleure efficacité pour la fourniture des besoins de chaleur et d'électricité des bâtiments. On verra que, dans une certaine mesure, il s'agit aussi de faciliter l'intégration des énergies renouvelables électriques.

Intégration des énergies renouvelables : coûts et intermittence

Les gisements de sobriété sont généralement les moins coûteux à mettre en œuvre (voire plutôt rémunérateurs), les principaux verrous sont avant tout sociétaux puisqu'il s'agit d'accepter une diminution relative du confort : logements plus petits, baisse de la consigne de chauffage, douches plus courtes, moins de déplacements, ... Dans le bâtiment, l'amélioration de l'efficacité énergétique est aujourd'hui un levier majeur avec l'isolation des logements, le remplacement des équipements CVC ou de meilleures régulations.

Troisième levier de la transition énergétique, le développement des énergies renouvelables est lui contraint par deux aspects principaux.

- Le coût de déploiement

Un récent rapport de l'ADEME (ADEME, 2016) estime que les coûts de production d'énergie des énergies renouvelables électriques atteignant aujourd'hui ceux des moyens de production électrique conventionnels (cycle combiné gaz) pour les filières les plus matures telles que l'éolien terrestre et les centrales photovoltaïques, c'est-à-dire entre 45 et 120 €/MWh. Cependant, en raison des faibles prix du marché de l'électricité, le soutien public reste aujourd'hui nécessaire quel que soit le nouveau moyen de production envisagé (y compris conventionnel) car la vente de l'électricité

ne permet pas de couvrir les coûts fixes. De plus, le périmètre de calcul de l'ADEME n'inclut pas le renforcement du réseau électrique de distribution et de transport, payé par les consommateurs au travers de la contribution au service public de l'électricité (CSPE).

- L'intégration au mix de production et au réseau électrique

Les EnR électriques représentent un défi technique majeur pour les gestionnaires de réseaux et les producteurs car, pour la plupart, il s'agit de moyens de production intermittents faiblement pilotables (uniquement à la baisse dans le cas de l'éolien et du PV) et décentralisés. La production est injectée sur le réseau basse et moyenne tension au contraire des centrales classiques. (Abdelouadoud, 2015) évoque les contraintes d'intégration aux réseaux dues notamment à leur conception actuelle, il suggère les verrous à lever pour leur développement.

La problématique de l'intermittence des EnR concerne aussi le taux de disponibilité de ces moyens de production (exemple de l'éolien et du solaire, Figure 1.11) qui est relativement prévisible mais variable et faible, environ 2500 heures en équivalent pleine puissance pour les éoliennes de nouvelle génération (ADEME, 2016).

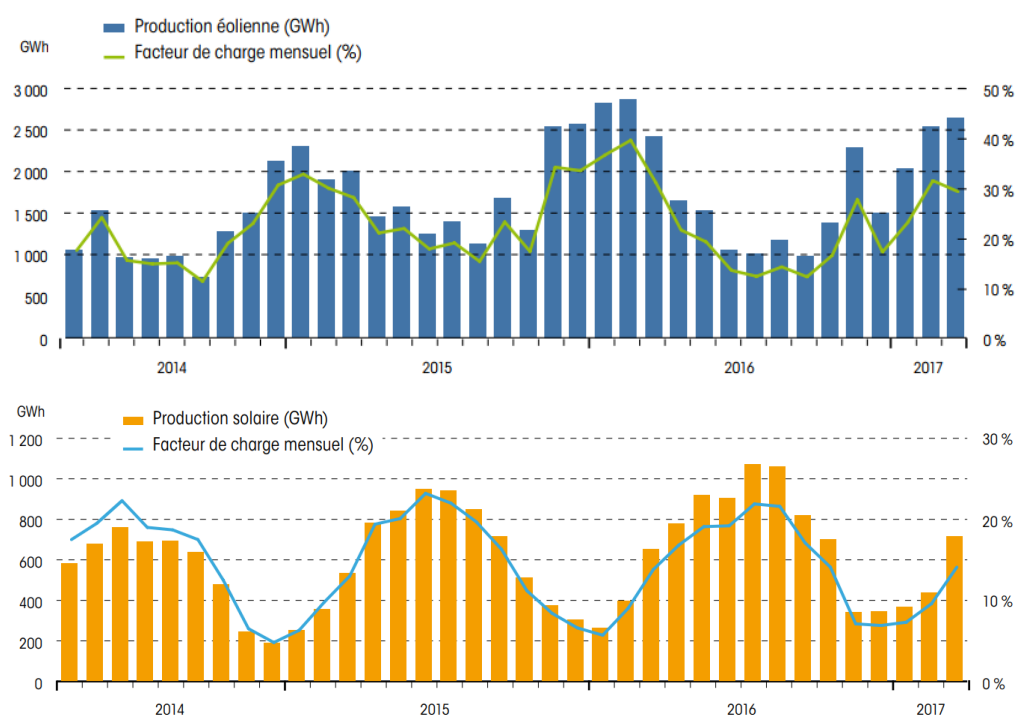


Figure 1.11 : Taux de disponibilité et production mensuels du parc éolien et solaire français, source : (RTE, 2017)

De plus, bien qu'elles puissent apparaître relativement lisses à l'échelle annuelle, les variations intra-journalières de la production peuvent être extrêmes si bien que la production est nettement décorrélée de la demande électrique nationale (Figure 1.12).

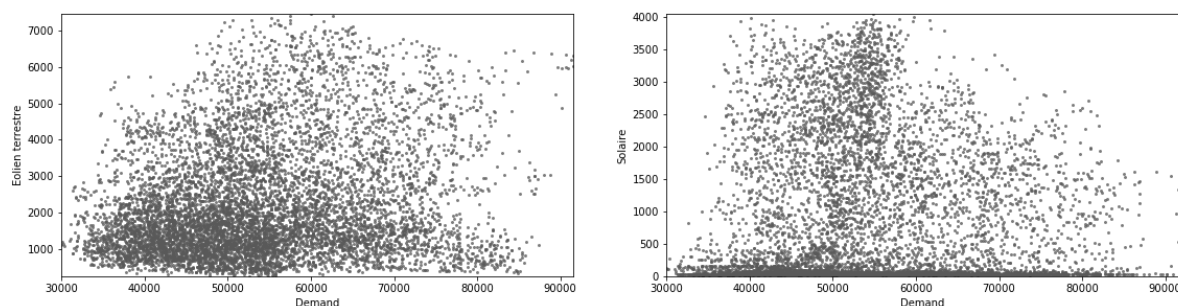


Figure 1.12 : Production électrique horaire moyenne [MW] de l'éolien et du PV en fonction de la demande [MW] en 2015, exploitation de données (RTE, 2016)

Cette variabilité intra-journalière pose aussi problème pour la gestion des moyens de production pilotables comme le montrent (ENTSO-E, 2016) (Schill, 2014) (Huber, et al., 2014). En effet, en raison de la variabilité des renouvelables, une fois déduite la production d'énergies non-pilotables, la courbe de puissance résiduelle nationale à charge des moyens de production pilotables est déformée. En calculant les différences de puissance d'une heure sur l'autre de la charge résiduelle, on obtient la monotone des rampes de puissances horaires qui caractérise la flexibilité du parc de production pilotable requise. (Schill, 2014) a tracé cette monotone pour l'année 2010 et différents scénarios de développement des énergies renouvelables en Allemagne (Figure 1.13), on y voit que la flexibilité du parc de centrales de production électrique pilotables devra être largement revue à la hausse pour gérer des variations passant de +11,4 à +21,9 GW et de -7,2 à -26,5 GW.

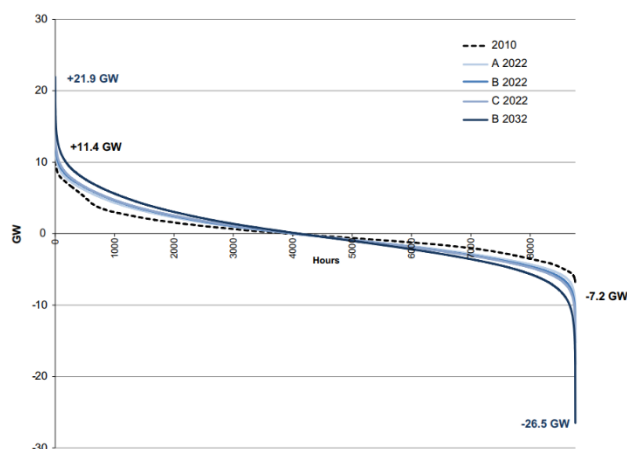


Figure 1.13 : Monotone des rampes horaires de puissance de la charge résiduelle allemande (déduction faite des énergies renouvelables) selon différents scénarios de développement des énergies renouvelables, source : (Schill, 2014)

L'intégration, souhaitable, des énergies électriques renouvelables passera donc par l'apport de flexibilité dans le réseau grâce à l'utilisation de stockages, d'actions de maîtrise de la demande (effacement/déplacement de consommation, ...) ou encore de **moyens de production pilotables rapides** (actuellement des centrales de pointe fossiles). La micro-cogénération fait partie de ce type de moyen de production.

1.4.3 Aspects législatifs et réglementaires

Ayant pris conscience des enjeux climatiques et d'un nécessaire changement de politique énergétique, les institutions nationales et supranationales se sont emparées de ces problématiques et ont adopté des législations permettant l'émergence d'un nouveau modèle énergétique.

L'Union Européenne a engagé en 2007 le paquet changement climatique 3x20 visant la réduction des émissions de gaz à effet, l'amélioration de l'efficacité énergétique et une part d'énergie renouvelable dans le mix énergétique européen de 20 % chacun à horizon 2020. Ce paquet prévoit des éléments tels que la directive pour l'efficacité énergétique (2012/27/EU) (Union Européenne, 2012) qui « incite » les Etats membres à se doter de mesures permettant d'atteindre les objectifs fixés au niveau européen. Cette directive porte dans certains cas l'attention sur certaines technologies en particulier et impose par exemple aux pays européens de réaliser une évaluation du potentiel de la cogénération qu'elle considère adaptée pour répondre aux objectifs fixés.

Avec la LTECV, la France s'est engagée en faveur d'objectifs ambitieux (1.3.3). À cet effet, la stratégie nationale bas carbone (Ministère de l'écologie, du développement durable et de l'énergie, 2015) fixe des orientations stratégiques dans de nombreux secteurs de l'économie tels que les transports, le résidentiel-tertiaire, l'agriculture, l'industrie, la production d'énergie ou encore la gestion des déchets. Cette stratégie se concrétise en France pour les secteurs de la production d'énergie et du bâtiment par l'adoption de mesures incitatives en faveur des énergies renouvelables (appels d'offre publics, aide à l'investissement pour les particuliers, tarif de rachat) et de l'efficacité énergétique (crédit impôt transition énergétique, CEE, diagnostics de performance énergétiques obligatoires dans certains types de bâtiments, ...).

Parmi les mesures phares de l'arsenal français, la réglementation thermique 2012, qui s'applique aux bâtiments neufs (ainsi qu'à l'existant dans certains cas), prévoit notamment un niveau d'efficacité élevé de l'enveloppe. Elle prévoit, pour les maisons individuelles, la production obligatoire d'une part d'énergie renouvelable ou de cogénération (5 kWh.m⁻².an⁻¹ d'énergie primaire).

1.4.4 La fin de l'ère d'abondance ?

Comment résumer les conséquences pour notre société de la réponse aux enjeux de la transition énergétique ? L'identité de Kaya (équation 1.1), popularisée par le GIEC et Jancovici en France, résume simplement la problématique des émissions des gaz à effet de serre en faisant apparaître les termes explicatifs des rejets de CO₂. Avec *POP*, la population mondiale, *PIB*, produit intérieur brut mesurant l'activité économique, *E* l'énergie consommée et *CO₂* les émissions de gaz à effet de serre mondiales ramenées en équivalent CO₂.

$$CO_2 = POP \cdot \frac{PIB}{POP} \cdot \frac{E}{PIB} \cdot \frac{CO_2}{E} \quad (1.1)$$

L'objectif de la démonstration est de mettre en évidence les objectifs à atteindre pour chacun des termes de droite si l'on souhaite diminuer d'un facteur donné les émissions de CO₂. Le premier terme (population mondiale) ne diminuera pas à courte échéance hormis en cas de politique anti-natalité stricte et devrait augmenter de plusieurs dizaines de pourcents selon la moyenne des estimations (de l'ordre de 9 milliards de personnes en 2050). Le terme *PIB/POP* est la production par habitant soit en première approximation le niveau de vie, ce terme a fortement progressé (en moyenne près de 6 %/an depuis 1960 mais 0 % depuis 2010⁴). *A priori*, il est inenvisageable de diminuer ce terme dans les pays les plus pauvres, les pays riches pourraient accepter une baisse (sobriété) mais cela signifie notamment une diminution du pouvoir d'achat et des biens de consommation. Au niveau mondial, les divers objectifs mondiaux actuels (Nations Unies, Banque Mondiale, FMI, ...) se situent autour de 2 %.

Restent alors les deux autres termes sur lesquels *la technique* peut avoir une influence (au sens, « ce que la recherche et les ingénieurs en énergétique peuvent faire »). Par rapport aux évolutions tendanciennes des deux premiers termes, Jancovici affirme que les deux suivants doivent en conséquence être divisés par un facteur 9, avec une répartition entre les deux à déterminer.

E/PIB représente l'intensité ou efficacité énergétique de l'économie, soit le nombre de kWh qu'il faut injecter pour produire un euro de PIB. Au niveau mondial et en France cet indicateur s'est amélioré depuis 1965, à des niveaux qui restent clairement insuffisants (respectivement 35 et 25 % soit moins de 1 %/an). L'apparition de l'économie numérique, supposée « dématérialiser » le PIB, est pour certains (Bihouix, 2014) un leurre puisque la digitalisation de l'économie est la conséquence d'une augmentation des échanges matériels (marchandise, énergie...) qui deviennent ingérables pour l'Homme seul et doivent être automatisés. De plus, l'économie dématérialisée consomme énormément d'énergie utilisée pour l'extraction et la transformation des minerais (Fizaine, 2014).

Le dernier terme de l'équation, *CO₂/E* résulte de la décarbonation de l'énergie produite, cela consiste à utiliser des sources d'énergies décarbonées (renouvelables ou nucléaire) pour produire la même quantité d'énergie finale. Au niveau mondial, cet indicateur a très peu varié sur les dernières décennies malgré l'apparition des énergies renouvelables notamment à cause du développement du charbon (pour la production d'électricité) dans les pays émergents.

En dépit des difficultés évidentes rencontrées pour diminuer les émissions de gaz à effet de serre, des scénarios crédibles (*i.e.* reposant sur des estimations calculées à partir de modèles) existent. L'association NegaWatt a proposé un scénario très ambitieux de transformation du mix énergétique français pour atteindre le facteur 4 dans les émissions de CO₂ d'ici 2050 (par rapport à 2010) qui respecte par ailleurs la décision collective de diminuer la part du nucléaire dans le mix électrique. Ce scénario s'appuie sur une réduction de l'énergie finale consommée (division par 2,3), l'efficacité énergétique et le développement très fort des sources renouvelables (multiplication par 4) avec malgré tout une part restante d'énergie fossile. Il est illustré sous la forme d'un diagramme

⁴ Données de la Banque Mondiale, 2016

de Sankey (Figure 1.14) simplifié du mix énergétique français. La mini et micro-cogénération, que l'on présentera dans la partie suivante, est l'une des solutions retenues avec la multiplication par 6 de l'électricité produite par ce moyen par rapport à 2010. On souligne que le gaz naturel, traditionnellement utilisé dans les cogénérations, serait alors remplacé par du gaz d'origine majoritairement renouvelable (biogaz ou biométhane injecté dans le réseau).

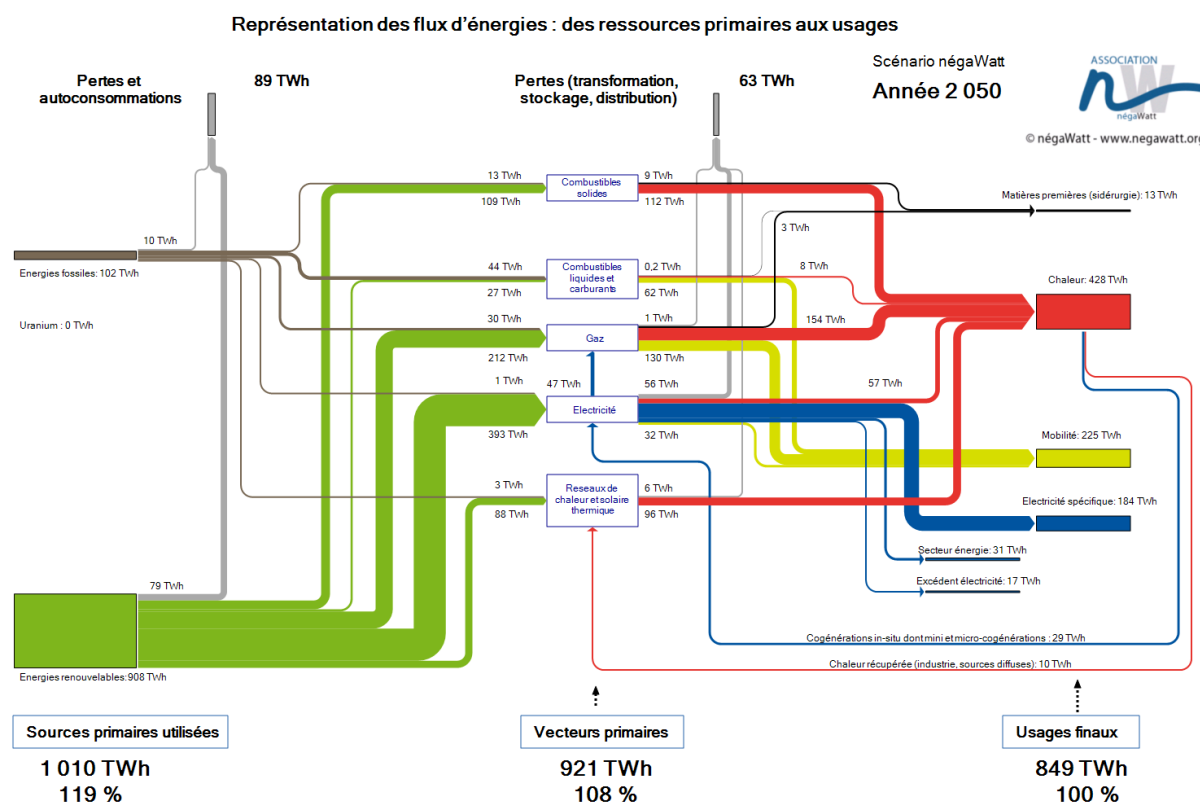


Figure 1.14 : Diagramme de Sankey simplifié du mix énergétique français 2050 NegaWatt correspondant aux objectifs de réduction des émissions de gaz à effet de serre « facteur 4 », source : (NegaWatt, 2015)

1.5 Motivations de la thèse

Le constat présenté ci-avant est l'urgence de travailler sur chacun des aspects de la chaîne de l'énergie, de la production à la consommation, pour proposer des solutions concrètes permettant d'accélérer la transition énergétique.

Parmi les verrous à cette transition, on constate bien souvent l'écart entre le monde de la recherche et la réalité du terrain : la production d'énergie renouvelable et les mesures d'efficacité énergétique requièrent généralement une haute complexité technique et demandent des transformations importantes pour les filières concernées. Il existe donc un vaste domaine intermédiaire entre la recherche fondamentale et le terrain qui relève pour partie de la recherche appliquée (mais aussi de la formation, de l'économie, de la sociologie de l'innovation...). Ce domaine concerne l'intégration des technologies sur le terrain pour en favoriser l'équation économique, en démontrer les avantages énergétiques, ou exposer les limites de certaines applications par exemple.

C'est dans ce cadre que cette thèse sur l'intégration de la micro-cogénération aux bâtiments est portée par l'Institut de Transition Energétique en faveur de la Ville Durable **Efficacity**, constitué de laboratoires publics, d'acteurs privés, industriels et bureaux d'études travaillant ensemble pour accompagner le déploiement des solutions innovantes sur le terrain à travers le principe de recherche, développement et démonstration. Il existe pour la micro-cogénération, objet de cette thèse, un besoin de recherche sur son intégration au sein des bâtiments afin que la technologie se développe sur le terrain.

2 Cogénération et micro-cogénération

2.1 Généralités

Un système de cogénération génère simultanément chaleur et électricité à partir d'une seule source d'énergie. La production décentralisée d'électricité par cogénération (*via* l'utilisation de multiples technologies présentées par la suite) permet la valorisation in-situ de la chaleur produite lors de la génération d'électricité et la réduction de la consommation d'énergie primaire. Afin de valoriser la chaleur produite, les installations de cogénération doivent être placées à proximité d'un besoin de chaleur (réseau de chauffage urbain, process industriel, bâtiment). La périodicité et le niveau de besoin thermique vont influencer sur les conditions de fonctionnement du cogénérateur. De son côté, l'électricité produite peut être valorisée sur le site ou bien exportée vers le réseau électrique.

La cogénération est généralement catégorisée en fonction de la puissance électrique nominale de l'appareil. On retrouve d'abord les installations de petite puissance, ou de micro-cogénération, pour des puissances inférieures à 36 kW_{el} en France (50 kW_{el} selon les critères de l'Union Européenne). Viennent ensuite les installations de mini-cogénération dont la limite est établie autour de 250 kW_{el}. Les installations au-delà de 250 kW_{el} sont généralement classées dans la cogénération de grande puissance et peuvent aller jusqu'à plusieurs MW. Le secteur de la micro/mini-cogénération est aujourd'hui peu représenté en France tandis que les grosses puissances sont assez répandues avec environ 4,5 GW_{el} de puissance installée (sur un total de 5,2 GW_{el} en 2015 (ATEE Club Cogénération, 2015)). Ces dernières bénéficient d'un soutien historique (contrats de rachat d'électricité) et d'une offre industrielle mature.

La cogénération a été, par convention, comparée aux moyens de production conventionnels d'électricité et de chaleur utilisant la même source d'énergie primaire (Dorer & Weber, 2007). Or, la plupart des installations de (micro-)cogénération fonctionnent au gaz naturel. Dans ce cas, l'approvisionnement énergétique de référence d'un bâtiment résidentiel ou tertiaire (dans le cas particulier de la micro et mini-cogénération) est constitué d'une chaudière fonctionnant au gaz naturel (rendement d'environ 90 %) pour la production de chaleur à destination du chauffage et de l'eau chaude sanitaire et par le réseau national électrique pour répondre aux besoins électriques spécifiques (ainsi qu'une éventuelle climatisation). La production conventionnelle d'électricité de réseau à partir de gaz naturel se fait dans le meilleur des cas à l'aide de cycles combinés dont le rendement se situe autour de 50 % (jusqu'à 60 % pour les centrales les plus efficaces). Les pertes de la solution conventionnelle se font au niveau de la production électrique centralisée qui induit des pertes thermiques élevées ainsi qu'au niveau du transport de l'électricité. **Face à cette solution, une micro-cogénération avec un rendement global standard de 90 % (PCI) permet de diminuer l'énergie primaire consommée** (Possidente, et al., 2006).

2.2 Technologies

Depuis le début des années 2000, de nouveaux systèmes de cogénération de plus petite capacité sont disponibles avec des systèmes de l'ordre du kW_{el}, visant les applications résidentielles de petits

immeubles collectifs voire logements individuels. La mise sur le marché d'un certain nombre de ces produits, notamment par des constructeurs japonais et allemands stimule l'intérêt de la recherche pour ces produits (Ren, et al., 2007). On trouve un grand nombre d'études listant les technologies disponibles et leur niveau de maturité (Andlauer, 2011), (Bianchi, et al., 2011), (Bouvenot, et al., 2014), (Onovwiona & Ugursal, 2004), (Knight & Beausoleil-Morrison, 2005) (Quoilin, et al., 2013) et (Milin, 2014). On s'appuie aussi sur une analyse de la littérature sur les performances de 5 technologies de micro-cogénération, menée au chapitre 4. Les tableaux suivants (Tableau 1.3 et Tableau 1.4) synthétisent les données de différentes études concernant des produits commercialisés ou au stade de prototype pour des puissances inférieures à 100 kW_{el}. Les temps de démarrage sont principalement basés sur ceux des appareils fonctionnant au gaz naturel (GN).

Technologie	Cycle de Rankine	Micro-turbine	Moteur à combustion interne	Moteur Stirling	Pile à combustible (SOFC)	Pile à combustible (PEMFC)
Maturité technologique	Protos. en µCHP, commercialisée au-delà	Mini-CHP : commercialisée, µCHP : field-test	Commercialisée	Commercialisée mais peu de modèles	Field-test Europe, commercialisée au Japon	Field-test Europe, commercialisée au Japon
Fiabilité	Bonne (simplicité)	Potentiel élevé (simplicité) à confirmer	Bonne (techno. maîtrisée) si maintenance	Potentiel élevé (vit. rotation faible) à confirmer	Potentiel élevé (pas mécanique) mais complexité	Potentiel élevé (pas mécanique) mais complexité
Nature du combustible	Toutes sources de chaleur et combustibles	Gaz naturel, biogaz + qq. produits pétroliers	Gaz naturel, biogaz, diesel, hydrogène, huiles végétales	Toutes sources de chaleur et combustibles	Hydrogène à partir de gaz naturel, biogaz, ...	Hydrogène à partir de gaz naturel, biogaz, ...
Possibilité de modulation	Bonne (20 %) mais rendement électrique dégradé	Bonne (20 %) mais rendement électrique dégradé	Moyenne (50 %) mais rendement électrique dégradé	Moyenne (50 %) mais rendement électrique dégradé	Bonne (20 %) mais arrêts à éviter (< 3/an)	Bonne (20 %) mais arrêts sensibles (< 1/j)
Temps de démarrage	Dépendant combustible utilisé	GN : < 20 min pleine charge	Elec. immédiat Therm. < 20 min pleine charge	GN : < 20 min pleine charge, dépendant comb.	Très long (> 3 h)	Long (> 1 h)
Maintenance	Maintenance faible	Maintenance régulière	Maintenance régulière et coûteuse	Maintenance faible	Bon potentiel mais besoins réguliers sur les protos.	Bon potentiel mais besoins réguliers sur les protos.
Durée de vie	>20 ans sur les fortes puissances	10 – 20 ans (avec remplacements)	10 – 20 ans (avec remplacements)	>15 ans mais manque de recul	5-10 ans mais forte évolution + Manque de recul	5-10 ans mais forte évolution + Manque de recul
Investissement (détail : chap. 4)	1000 – 10 000 €/kW _{el}	1500 – 3000 €/kW _{el}	1000 – 2500 €/kW _{el}	5000 – 10 000 €/kW _{el}	> 10 000 €/kW _{el}	> 10 000 €/kW _{el}

Tableau 1.3 : Comparaison technologique des systèmes de micro/mini-cogénération, sources dans le texte

Technologie	Cycle de Rankine	Micro-turbine	Moteur à combustion interne	Moteur Stirling	Pile à combustible (SOFC)	Pile à combustible (PEMFC)
Gamme de puissance	Plutôt élevées (peu de protos. en micro/mini)	Surtout mini-CHP, tendance vers la micro	Micro et mini-CHP	Micro-CHP	Micro-CHP (quelques cas en mini)	Micro-CHP (quelques cas en mini)
Rendement électrique (PCS)	7 – 20 %	10 – 30 %	20 – 45 %	10 – 20 %	30 – 60 %	25 – 45 %
Rendement total (PCS)	70 – 90 %	60 – 80 %	80 – 95 %	80 – 95 %	65 – 85 %	70 – 90 %
Ratio de puissance E/C	0,1 – 0,3	0,15 – 0,4	0,25 – 0,7	0,15 – 0,3	0,5 – 2	0,5 – 1
Emissions	Comparable chaudière	+ NOx	+ NOx (possibilité pot catalytique, combustion optimisée)	Comparable chaudière	Mieux qu'une chaudière (-- NOx et CO)	Mieux qu'une chaudière (-- NOx et CO)

Tableau 1.4 : Comparaison des performances des systèmes de micro/mini-cogénération, sources dans le texte

Le Tableau 1.4 introduit la notion du ratio de puissance E/C des cogénérateurs. Il s'agit du ratio des puissances électrique et thermique (chaleur) nominales, c'est une grandeur caractéristique d'un appareil. Plus il est élevé plus les économies d'énergie primaire générées seront potentiellement élevées.

Le principe de chaque technologique est ensuite brièvement expliqué dans cette partie, on trouvera des compléments d'information (Bouvenot, 2015).

2.2.1 Cycle de Rankine

Ce type de micro-cogénérateur est basé sur le cycle thermodynamique de Rankine qui utilise de la vapeur d'eau ou un fluide de travail organique. Elle est le plus couramment utilisée dans des systèmes de cogénération de grande puissance. L'utilisation d'un fluide de travail autre que l'eau permet de récupérer des sources de chaleur à basse température (typiques des énergies de récupération).

La flexibilité de la source de chaleur du cycle thermodynamique a notamment permis le développement de prototypes de produits fonctionnant à partir de sources renouvelables telles que le bois (Bouvenot, et al., 2014) (Thiers, et al., 2010), le solaire (Bouvier, et al., 2016) et à partir de sources de chaleur fatale (Quoilin, et al., 2011). Les cycles de Rankine en micro-cogénération présentent de faibles rendements électriques et semblent donc limités du point de vue des économies d'énergie primaire puisque la production d'électricité sera plus faible qu'avec d'autres technologies. Par contre, le coût limité de ces machines par rapport aux technologies concurrentes représente un avantage. De plus, cette technologie permet théoriquement une durée de vie importante car les contraintes mécaniques sont faibles.

2.2.2 Micro-turbine

Les micro et mini-turbines sont des « versions miniatures » des turbines à gaz utilisées dans les installations de plus grande puissance (plusieurs centaines de kW à plusieurs centaines de MW) mais présentent tout de même des différences technologiques. Le cycle ouvert repose sur la combustion de l'air et d'un combustible dont l'énergie est ensuite récupérée sous forme mécanique lors de la détente dans une turbine entraînant un alternateur. La chaleur résiduelle peut être récupérée pour chauffer l'air comburant (régénérateur) et/ou pour céder de l'énergie à un fluide caloporteur (cogénération).

Les petites turbines dédiées à la mini-cogénération ont été les premières à apparaître sur le marché (Herden & Khalifa, 2012) (Pilavachi, 2002). Elles présentent généralement un rendement électrique moins important que leurs pendants industriels dédiés à la production d'électricité en raison de différences de conception (nombre d'étages réduit à un et au type de turbine). Cependant, l'utilisation d'un cycle avec récupérateur permet de quasiment « doubler » la production électrique par rapport à un cycle simple. Il reste technologiquement difficile d'atteindre d'excellents rendements thermiques et globaux en raison des forts excès d'air de combustion, interdisant la condensation de la vapeur d'eau des fumées. Il est en effet nécessaire de maintenir la température

dans la chambre de combustion à des niveaux contraints par la résistance des matériaux actuellement disponibles puisque la combustion y est continue, contrairement aux moteurs à explosion. Récemment, des micro-turbines de très faible puissance ($< 10 \text{ kW}_{el}$) sont apparues (Boudellal, 2013), dont les applications peuvent être envisagées pour de petits bâtiments résidentiels ou tertiaires.

2.2.3 Moteur à combustion interne

Les moteurs à combustion interne représentent le groupe technologique le plus répandu dans le domaine de la micro-cogénération (Onovwiona & Ugursal, 2004). La gamme de puissance est très large allant de quelques kW à plusieurs dizaines de MW. Le ratio énergie mécanique/énergie thermique de cette technologie est relativement élevé et permet donc d'obtenir un bon rendement électrique (20-45 % PCS). La récupération de chaleur se fait sous différentes formes à l'aide de plusieurs échangeurs placés sur le circuit de refroidissement du moteur, sur les fumées d'échappement et aussi parfois sur le circuit de lubrification. Sur certains modèles, en raison d'une combustion quasi-stœchiométrique contrôlée, il est possible d'obtenir la condensation de la vapeur d'eau des produits de combustion et de dépasser 90 % de rendement PCS total. Le rendement global ainsi obtenu est l'un des meilleurs parmi les technologies de micro-cogénération.

La filière est très développée dans la gamme de puissance intermédiaire (car elle correspond aux applications routières) et son industrialisation a permis de diminuer les coûts d'investissement pour les moteurs de plusieurs dizaines de kW. On note cependant un coût de maintenance plus élevé que pour les autres technologies avec des révisions assez fréquentes (environ 5000 h de fonctionnement) qui peuvent légèrement diminuer le taux de disponibilité.

2.2.4 Moteur Stirling

Le moteur Stirling est un moteur à combustion externe reposant sur le cycle fermé du même nom. La source chaude du cycle permet de comprimer un gaz de travail (typiquement un gaz rare) et de mettre en mouvement un ou des pistons. Il existe plusieurs formes de moteurs Stirling (Andlauer, 2011) avec un ou deux pistons et régénérateur de chaleur entre les deux sources.

Le rendement électrique assez faible de cette technologie varie selon le type de cycle (entre 10 et 20 %) mais, en revanche, la faible vitesse du/des pistons produit moins de bruit et de vibrations que le moteur à combustion interne ce qui diminue la maintenance. La possibilité de récupérer l'énergie de condensation des fumées dans ce type de moteur grâce à une combustion analogue à celle des chaudières permet d'augmenter le rendement thermique et de proposer un rendement global parmi les meilleurs. Cette technologie présente un coût d'investissement encore important, probablement dû à l'état de maturité de la filière. Les produits destinés à la micro-cogénération ont connu un développement fort dans le milieu des années 2000. Plusieurs unités fonctionnant au gaz naturel de l'ordre du kW_{el} ont été commercialisées par plusieurs constructeurs (Viessmann VitoTwin 300, De Dietrich Remeha Hybris Power, Baxi Ecogen, WhisperGen, ...) suite à la mise au point de deux moteurs : MicroGen et WhisperGen.

2.2.5 Piles à combustible

Les piles à combustible sont longtemps restées à l'état de prototype dans le cadre de leur utilisation en cogénération mais les recherches ont finalement abouti à la commercialisation de systèmes fonctionnels. Contrairement aux technologies présentées précédemment, elles ne reposent pas sur un cycle moteur thermique mais sur une réaction électro-chimique. Les piles à combustible sont constituées d'un empilement de petites piles de puissance faible (quelques Watts) identiques constituées de deux électrodes et d'un électrolyte. L'absence de pièce mécanique en mouvement favorise en théorie la fiabilité des systèmes. Le combustible utilisé par les cœurs de pile est l'hydrogène, qui peut être obtenu par traitement du gaz naturel ou du biogaz par exemple. L'hydrogène est envoyé à l'anode de la pile à combustible tandis que la cathode est exposée à un flux d'air contenant du dioxygène, la réaction produit de l'eau, à laquelle peuvent s'ajouter d'autres composés dans les gaz d'échappement comme le CO₂, issus du reformage.

	PEMFC [40, 44-46]	SOFC [46-48]	PAFC [40, 45-47, 49, 50]	AFC [46, 51-57]	
Electrodes	Pt, Ru, C, PTFE	Ni, LSM	Pt, C, PTFE	Pt or Ni, C, PTFE	
Electrolyte	Solid polymer (PFSA)	Ceramics: YSZ, LSM	Liquid H ₂ SO ₄	Liquid KOH	
Interconnect	Graphite, steels	Chromium alloys, steels	Graphite	Graphite, metal or plastic	
Operating Temperature	30-100°C	500-1000°C	200-250°C Must remain >70°C	50-200°C	
Fuels	H ₂	H ₂ , CO	H ₂	H ₂	
Fuel tolerance	Sulphur (as S, H ₂ S)	< 0.1 ppm	< 1 ppm	< 50 ppm	?
	CO	< 10-100ppm ¹⁰	Fuel	< 0.5-1%	< 0.2%
	CO ₂	Diluent	Diluent	Diluent	< 100-400ppm or < 0.5-5% ¹¹
	CH ₄	Diluent	Fuel / Diluent ¹²	Diluent	Diluent
	NH ₃	Poison	< 0.5%	< 4%	?

Tableau 1.5 : Caractéristiques principales de 4 technologies de piles à combustible, source : (Staffell, 2009)

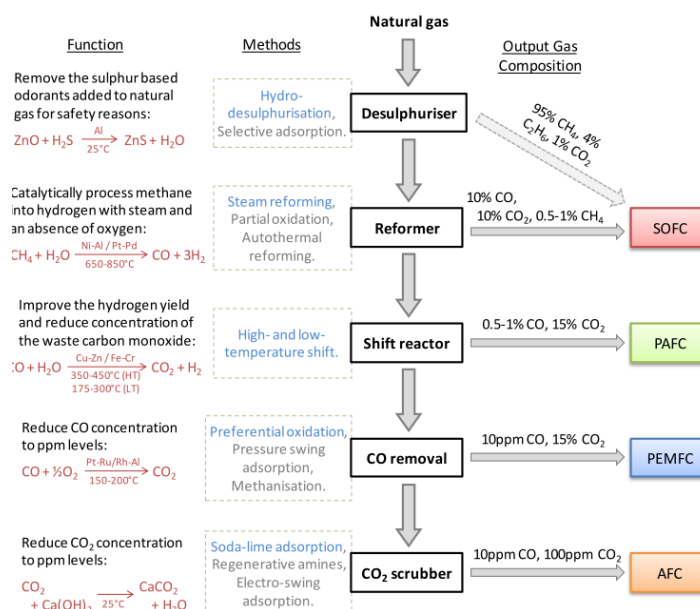


Figure 1.15 : Processus de traitement du gaz naturel dans les piles à combustible, les étages du traitement sont en gras, les méthodes les plus communes encadrées en pointillées et leur fonction tout à gauche. La composition du gaz obtenu à chacun des étages du traitement est indiquée à droite, source : (Staffell, 2009)

Il existe plusieurs types de piles à combustible (AFC, PAFC, SOFC, PEMFC) (voir Tableau 1.5) se différenciant par l'électrolyte et les électrodes et donc influençant le choix du reformage lorsque combustible est le gaz naturel (Figure 1.15). Cela conduit à des différences sensibles dans leur température de fonctionnement, leur mode de traitement du combustible et donc les coûts. (Staffell, 2009) propose l'état de l'Art le plus complet en termes de critères de catégorisation des systèmes pile à combustible. L'évolution récente de la technologie a entraîné la publication d'une mise à jour par l'auteur (Staffell, 2015).

Les deux technologies qui paraissent aujourd'hui se démarquer dans le domaine de la micro-cogénération sont les PEMFC et SOFC, présentées ci-après.

- PEMFC (Proton Exchange ou Polymer Electrolyte Membrane Fuel Cells)

Ce type de pile à combustible est caractérisé par l'utilisation d'une membrane en polymère humidifiée et d'électrodes en carbone sur lesquelles est déposé du platine. Ce type de matériau impose une purification poussée (en deux étapes) de l'hydrogène pour éliminer toute trace de monoxyde de carbone sous peine de détruire la membrane polymère.

La pile opère à basse température (< 100 °C) autorisant ainsi des démarrages/arrêts fréquents car la mise en température de l'électrolyte est rapide. Cependant, la récupération de la chaleur pour la cogénération doit se faire à basse température (< 70 °C généralement) afin d'obtenir des rendements thermiques suffisants.

- SOFC (Solid Oxide Fuel Cells)

Les SOFC présentent des caractéristiques opposées aux PEMFC, en effet on ne trouve pas de métaux précieux aux électrodes (nickel à l'anode et strontium, cobalt, fer à la cathode) et l'électrolyte est constitué d'un matériau solide (céramique) dont la température de fonctionnement est très élevée (> 600 °C). L'utilisation de ces matériaux permet de se passer d'un traitement poussé du combustible, ce qui simplifie l'étape de reformage et donc diminue le coût. Si la température élevée de fonctionnement simplifie la récupération de chaleur, elle nécessite cependant une phase de montée en température cruciale pour la durée de vie des piles et donc des cycles de fonctionnement longs. Cette technologie a aussi un potentiel de rendement électrique supérieur à celui des PEMFC (jusqu'à 60 % contre 45-50 %), permettant en théorie des économies d'énergie primaire plus importantes.

Les coûts d'investissement et de maintenance des piles à combustible sont moins bien connus que ceux des moteurs car ces systèmes sont plus récents et l'on dispose de moins de retour d'expérience, notamment d'installations ayant fonctionné plusieurs années. Le projet européen Ene.Field dans lequel sont impliqués des fournisseurs d'énergie comme Engie et British Gas et des constructeurs de piles comme Hexis, RBZ, Elcore, Vaillant ou SOFCPOWER, a pour but de constituer un retour d'expérience de grande échelle avec plus de 1000 systèmes installés dans tous les pays européens. Les sites d'accueil sont instrumentés et permettront de faire le point sur la maturité de ces systèmes, leurs différents modes de fonctionnement et leurs perspectives de développement. Cela fournira un

retour d'expérience sur la durée de vie des cœurs de pile, qui est aujourd'hui l'un des aspects suscitant le plus de recherche (Figure 1.16).

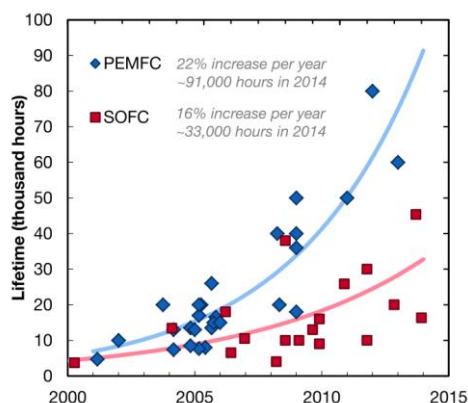


Figure 1.16 : Durée de vie des cœurs de pile à combustible, source : (Staffell, 2015)

Des prototypes de laboratoire existent de quelques centaines de Watts électriques à plusieurs centaines de kW_{el}. Cependant, les systèmes de micro-cogénération à piles à combustible proches de la maturité (pré-commercialisation) sont principalement ciblés sur une niche de puissance entre 1 et 5 kW_{el}.

2.2.6 Marchés français et mondiaux

On distingue les marchés français et mondiaux car ils sont à des niveaux de maturité très différents. Le contexte économique français est délicat pour la micro-cogénération (faible rapport des prix de l'électricité et du gaz), en dehors des cogénérations à moteur à combustion interne et des turbines de forte puissance soutenues par des tarifs de rachat élevés, le marché est presque inexistant. Il se développe depuis les années 2010 à la faveur de la hausse des prix de l'électricité, de l'intégration des cogénérations à la réglementation thermique, de la diversification de l'offre technologique et du soutien des énergéticiens (principalement Engie).

Cogeneration segment	micro < 36 kW	mini 36 to 250 kW	small 250 to 1000 kW	Medium 1 to 12 MW	large >12 MW
Micro-engine or micro turbine (Stirling / Ranking cycle)	from 1 kW to 50 kW				
Module with gas engine		from 50 kW to 1 MW			
Gas or biogas ICE			from 1 MW to 6 MW		
Gas turbine				from 5 MW to 125 MW	
Installed capacity (MW)	< 0,20	~ 10	~ 45	~ 2300	~ 2200
Number of sites	< 100 sites	< 50 sites	~ 100 sites	650 sites	~ 35 sites

Tableau 1.6 : Etat des lieux de la cogénération en France en 2014, source : (CODE2 European Project, 2014)

Au niveau mondial, la prédominance des moteurs à combustion interne est aussi de mise, il s'agit d'un marché très dynamique en Allemagne y compris en micro-cogénération. Pour les applications industrielles (grandes puissances), sa maturité technologique en fait le choix naturel. Sur le marché des installations domestiques et dans le petit tertiaire, les piles à combustible représentent

dorénavant une alternative forte mais dont les chiffres sont à remettre dans le contexte du développement d'un marché très spécifique (Japon) peu représentatif du reste du Monde (Figure 1.17).

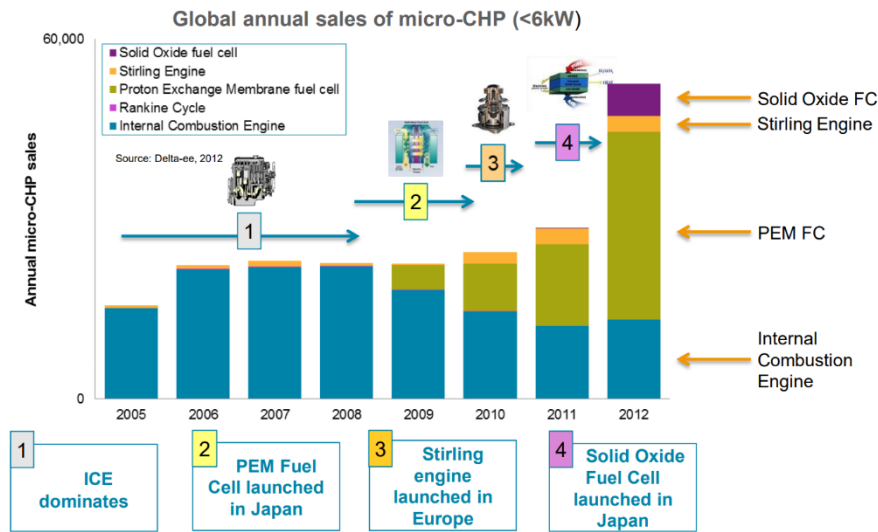


Figure 1.17 : Ventes de cogénération mondiales pour les puissances de moins de 6 kW_{el}, pour les puissances supérieures les moteurs à combustion interne restent en tête, source : (COGEN Europe & Delta EE, 2013)

2.3 Potentiel de la micro/mini-cogénération dans les bâtiments

A l'inverse des cogénérations les plus courantes de forte puissance (> 250 kW_{el}), la micro et mini-cogénération (< 250 kW_{el}) sont destinées à l'intégration directement dans des bâtiments résidentiels et tertiaires. La micro-cogénération prend place dans la chaufferie et fournit tout ou partie des besoins du bâtiment en eau chaude sanitaire, chauffage et électricité spécifique. La production correspondant aux besoins non fournis par la cogénération (cas d'une puissance limitée, période d'arrêt, ...) sont apportés par le réseau électrique et par un appoint thermique tel qu'une chaudière. Les besoins de chaleur et d'électricité étant d'intensité variable et intermittents, pour maximiser le potentiel de couverture des besoins par la cogénération on a généralement recours à un stockage thermique et plus rarement à un stockage électrique. Dans l'immense majorité des cas, la chaleur est consommée sur place pour des raisons énergétiques et économiques. La régulation du cogénérateur prévoit son arrêt en cas de production thermique supérieure aux besoins du bâtiment : il n'y a généralement pas de refroidissement extérieur du cogénérateur (aérotherme). Un stockage thermique de capacité limitée permet souvent de découpler temporairement les besoins et la production thermique. Le schéma d'une telle installation est présenté ci-après (Figure 1.18).

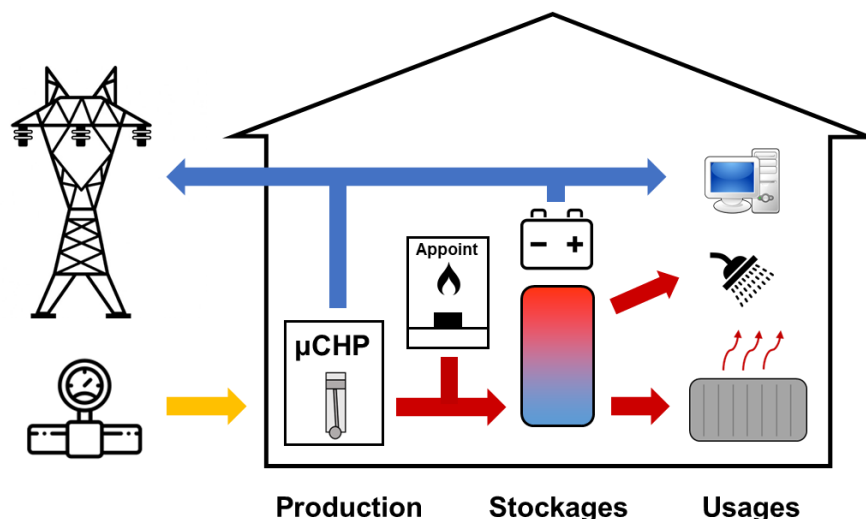


Figure 1.18 : Schéma de principe d'un système type de micro-cogénération avec appoint thermique, stockages thermique et électrique couplés à un bâtiment résidentiel relié aux réseaux électrique et de gaz naturel

2.3.1 Types de bâtiments

Les bâtiments résidentiels et du tertiaire regroupent un vaste ensemble de types de bâtiments dont les besoins thermiques et électriques annuels sont très variés pour des raisons d'usage (activité, gamme...), de performance (niveau d'isolation...) et géographiques (climat, centre-ville ou zone d'activité...). La répartition des surfaces par catégorie de bâtiments est donnée dans le Tableau 1.7, elle permet de constater l'importance du résidentiel en premier lieu avec une prédominance de l'habitat individuel. Dans le secteur tertiaire, les commerces, les bureaux et l'enseignement représentent à eux seuls plus de 60 % du total. Ces bâtiments représentent donc un potentiel important pour la micro-cogénération.

Catégorie	Surface [Mm ²]	Part de la catégorie [-]
Résidentiel individuel	1 782	67 %
Résidentiel collectif	884	33 %
Résidentiel	2 666	100 %
Commerce	207	22,2 %
Bureaux	208	22,4 %
Sport	69	7,4 %
Café, hôtel, restaurant	65	7,0 %
Enseignement	183	19,6 %
Santé	108	11,7 %
Tertiaire	931	100 %

Tableau 1.7 : Surfaces chauffées de bâtiments résidentiels et tertiaires, sources : (Herant, 2007) (ADEME, 2013)

La Figure 1.19, construite à partir de différentes sources de données et d'expertises, représente qualitativement les besoins électriques et thermiques de différents types de bâtiment. La bissectrice en pointillés correspond à l'égalité des besoins électriques et thermiques. La surface de chaque

disque donne une image de l'hétérogénéité d'une catégorie de bâtiment (plus faible pour le résidentiel que pour le tertiaire en général).

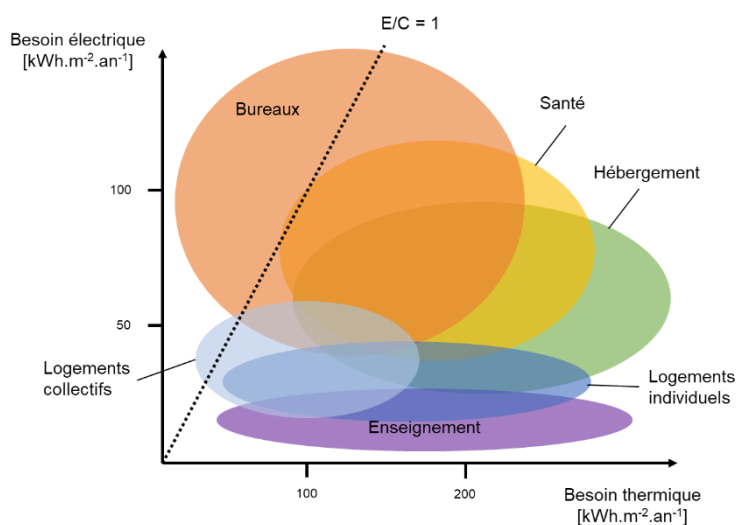


Figure 1.19 : Illustration qualitative des besoins thermiques et électriques (hors chauffage/ECS) des bâtiments résidentiels et tertiaires, adapté de : (ADEME, 2013), (Herant, 2007), consultation d'experts

Globalement, la plupart des bâtiments ont un ratio E/C inférieur à 1, seuls les bâtiments neufs s'approchent d'un ratio unitaire à l'exception des bureaux pour lesquels il est fréquent de rencontrer des besoins électriques très élevés. Cela s'explique par les usages spécifiques importants et la climatisation des locaux ainsi que des besoins thermiques faibles en raison des forts apports internes et de grandes surfaces vitrées. Toutefois, ce graphique ne dit rien de la concomitance des besoins thermiques et électriques dans les différentes typologies de bâtiments.

Nous sommes face, à la fois, à des technologies de cogénération (Tableau 1.4) et à des typologies de bâtiments qui présentent des ratios E/C très variés. Cela fait naître **la problématique du choix du meilleur couplage entre chacune d'entre elles.**

2.3.2 Freins au développement

Si la cogénération traditionnelle ($> 250 \text{ kW}_{el}$) a trouvé sa place dans les applications industrielles et les réseaux de chaleur, la micro et mini-cogénération ne sont véritablement présentes que sur quelques marchés porteurs comme l'Allemagne, le Japon et la Belgique dans une moindre mesure. Les freins au développement des micro-cogénérateurs sont principalement le coût d'investissement, la technicité de l'intégration aux bâtiments et le manque d'une filière d'entretien formée.

2.3.3 Technologies concurrentes

Dans les bâtiments que nous avons ciblés, de nombreuses technologies permettent d'atteindre des objectifs de réduction de consommation d'énergie et/ou la mobilisation de sources d'énergies renouvelables. Les principales sont listées dans le Tableau 1.8. On distingue trois catégories principales : les non-renouvelables, chaleur par renouvelables et électricité par renouvelables. La

micro-cogénération pouvant fonctionner à partir de sources renouvelables ou non, elle est placée dans les renouvelables électriques et les non-renouvelables. On peut faire deux constats :

- Pour un certain nombre de technologies (pompes à chaleur, chaudière biomasse, cogénération), le coût d'investissement constitue encore un obstacle.
- Pour d'autres technologies (solaire thermique, PV et cogénération) le moyen de production est en général complété par un appoint (thermique et/ou électrique) dont il faut minimiser l'utilisation pour bénéficier pleinement des avantages.

Technologie	Avantages	Inconvénients
Non renouvelables		
Chaudière condensation	Coût d'investissement / Maturité	Emissions CO ₂ / Coût d'opération
Micro-cogénération gaz naturel	Production électrique pilotable / peu carbonée (selon mix déplacé) / Coût d'opération / Efficace en énergie primaire	Consommation de combustible supplémentaire / Coût d'investissement / Appoint nécessaire
Chaleur renouvelable		
Chaudière biomasse	Emission CO ₂ très faible (en ACV) / Maturité	Coût d'investissement / Ressource limitée
Pompe à chaleur électrique	Emission de CO ₂ faible (selon mix) / Maturité / Coût d'opération	Gradient de conso. électrique selon T _{ext} / partiellement non renouvelable (selon mix) / Coût investissement
Solaire thermique	Aucune émission CO ₂ / Maturité / Peut être très simple (prix)	Appoint nécessaire (couverture très partielle des besoins) / Filière mal maîtrisée
Electricité renouvelable		
Solaire photovoltaïque (PV)	Coût d'investissement en diminution / Economies (€) / Emission CO ₂ en opération nulles / Fiabilité / Durée de vie	Energie grise (selon origine) / couverture partielle / pas de production en période de pointe (hiver / soirée)
Micro-cogénération biomasse/biogaz/solaire	Production électrique pilotable et décarbonée / Chaleur décarbonée / Coût d'opération	Ressource limitée / Coût d'investissement / Appoint nécessaire

Tableau 1.8 : Tableau comparatif des principales technologies de production thermiques et électriques locales performantes intégrables aux bâtiments, adapté de (Staffell, et al., 2009)

2.4 Bénéfices pour le système énergétique national ou européen

Dans cette sous-partie, deux questions sont posées :

- Quel périmètre d'étude permet d'évaluer correctement les bénéfices de la cogénération ?
- La micro-cogénération peut-elle être un outil de flexibilité pour le réseau électrique ?

2.4.1 Généralités

- a) Echelle du composant

La micro-cogénération est décrite par de nombreux auteurs, y compris par ceux qui ne traitent pas véritablement de l'échelle nationale, comme un moyen de décarboner la production d'électricité d'un parc et de la rendre plus économe en énergie primaire. Cette assertion commence d'abord par l'échelle du composant cogénérateur. En prenant l'hypothèse d'un mix moyen d'approvisionnement électrique (par exemple Italie, Allemagne ou Suisse qui sont assez distincts) on peut comparer l'impact de la production d'électricité centralisée en énergie primaire et en CO₂ avec celui d'une production électrique par micro-cogénération.

Par exemple (Roselli, et al., 2010) a conduit une analyse théorique comparative basée sur le contenu CO₂ (530 gCO₂/kWh) et en énergie primaire (rendement de 46 %) du kWh électrique italien et allemand (560 gCO₂/kWh et 34 %). Il prend pour hypothèse un rendement de production de 85 % PCI pour une chaudière gaz traditionnelle couvrant les besoins thermiques d'un bâtiment. En comparant avec une production par micro-cogénération gaz naturel d'un rendement électrique de 25-30 % et de 60 % en thermique (PCI) (cas d'un moteur à combustion interne sans condensation), il calcule un gain d'émission de CO₂ allant jusqu'à 30 % et de 25 % en énergie primaire. Dans le système allemand, les gains augmentent d'environ 10 %. Lorsque la comparaison est réalisée avec un système conventionnel à haut rendement (chaudières condensation et cycle combiné gaz dernière génération), les gains restent compris entre 0 et 10 %.

Toutefois, les gains calculés de cette manière ne se réfèrent pas à un besoin de chaleur et d'électricité donné mais caractérisent intrinsèquement la technologie par rapport au système de référence. La méthode classique (utilisée par (Roselli, et al., 2010)) de calcul du taux d'économie en énergie primaire (TEEP) est donnée par l'équation 1.2 (avec FEP_{EP}^{el} le facteur d'énergie primaire du système conventionnel de production d'électricité).

$$TEEP = 1 - \frac{1}{FEP_{EP}^{el} * \eta_{CHP}^{el} + \frac{\eta_{CHP}^{th}}{\eta_{chaudière}^{th}}} \quad (1.2)$$

Si cette méthode est adaptée pour comparer les technologies entre elles selon leurs capacités nominales, elle ne reflète pas que le cogénérateur ne couvre pas nécessairement l'ensemble des besoins du bâtiment et elle ne considère pas les autres sources d'approvisionnement en énergie de celui-ci.

b) Echelle du bâtiment

A l'échelle supérieure (celle du bâtiment), la méthode de référence a été définie au sein de l'Annexe 42 de l'Agence Internationale de l'Énergie (Dorer & Weber, 2008) (Dorer & Weber, 2008) (Dorer & Weber, 2007) puis de l'Annexe 54 qui en est le prolongement (Rosato, et al., 2013). Elle propose une mesure des gains à l'échelle du bâtiment en comparant par simulation annuelle deux options d'approvisionnement en énergie électrique et thermique d'un bâtiment des points de vue du CO₂, de l'énergie primaire et des coûts. La solution comprenant une micro-cogénération (et un appoint

thermique) est en général comparée à une solution de référence avec uniquement le réseau électrique centralisé et une chaudière gaz à condensation. Dès lors que l'ensemble de la production du bâtiment n'est pas couvert par la micro-cogénération, les gains calculés sont généralement plus faibles que les valeurs caractéristiques intrinsèques des technologies du paragraphe précédent. Par exemple, en été le besoin thermique est limité à l'eau chaude sanitaire et ne permet pas toujours de faire fonctionner le micro-cogénérateur suffisamment pour couvrir les besoins électriques.

Reste que si l'ensemble de ces méthodes permet de mettre en évidence les gains apportés par la micro-cogénération dans la plupart des pays européens où le mix électrique est fortement carboné, les gains sont moins simples à mettre en évidence dans des pays où l'électricité est en partie décarbonnée, d'origine nucléaire ou hydraulique par exemple. L'analyse à une échelle supérieure (nationale ou au-delà) doit donc être considérée afin de mieux caractériser l'impact des micro-cogénérations sur le réseau électrique.

2.4.2 Echelle nationale : exemple du cas français

Comme on l'a montré dans la partie 1.4.2 (« nécessaires adaptations de la chaîne de l'énergie »), l'intégration des énergies renouvelables dans le réseau électrique pose d'importantes problématiques pour l'équilibrage du réseau et satisfaire l'équation offre-demande, elle nécessitera une plus grande flexibilité des deux côtés. La flexibilité doit être à la fois infra-journalière pour compenser les variations rapides de puissance des renouvelables et saisonnières pour compenser les variations de gisements solaires et éoliens.

a) Evaluation qualitative

Une analyse des données de fonctionnement du réseau électrique français (RTE, 2016) permet de mettre en évidence les moyens de production qui répondent actuellement à différents niveaux de consommation. Je souhaiterais ici remercier François Pacaud d'Efficacity, doctorant au laboratoire CERMICS, qui a grandement contribué au traitement des données RTE et à forger cette analyse.

Il existe un gradient thermique de consommation électrique à l'échelle nationale (Figure 1.20, la consommation nationale < 45 GW est représentée en vert, > 65 GW en rouge) ce qui tend l'approvisionnement, surtout en hiver. La production d'électricité en période froide pourra soulager le réseau et éviter l'allumage de centrales de pointe qui sont généralement carbonées. La micro-cogénération, dont la production électrique dépend des besoins thermiques du bâtiment, et donc de la température extérieure, est de ce point de vue bénéfique pour le réseau électrique. Elle doit bien être différenciée d'une cogénération industrielle « en base » qui fonctionnerait toute l'année pour un process.

La variabilité infra-journalière et saisonnière de la consommation est illustrée sous forme d'histogrammes de fréquence sur la Figure 1.21. Les fréquences en ordonnées correspondent aux points verts et rouges de la Figure 1.20. On observe bien que les périodes de pointe (rouge) ont lieu

à 11 h et 20 h et en hiver, à l'inverse les périodes de faible demande (vert) apparaissent la nuit et les mois d'été.

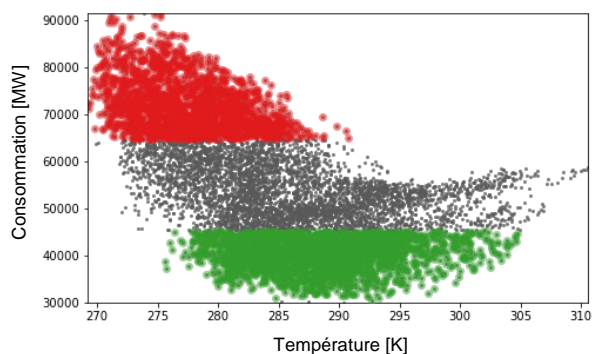


Figure 1.20 : Consommation moyenne horaire française [MW] selon la température extérieure [K] en 2015, un point toutes les heures

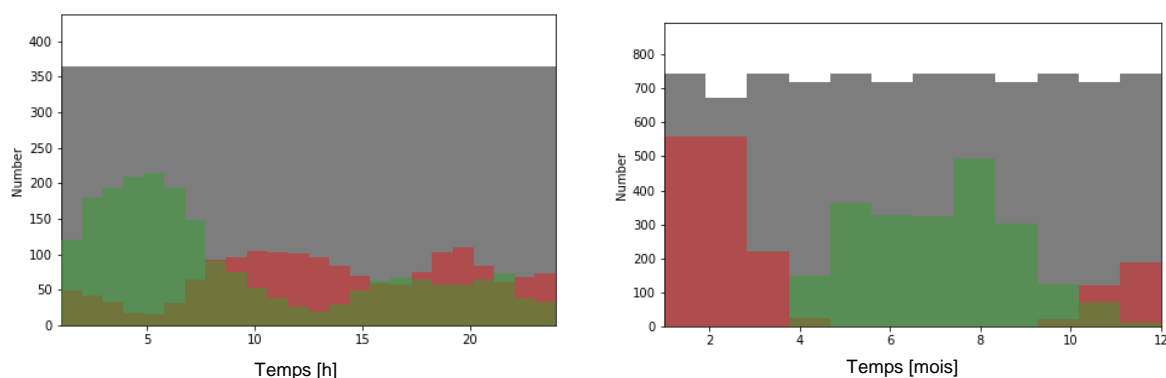


Figure 1.21 : Répartition des périodes de faibles (vert) et fortes (rouge) consommations électriques selon l'heure de la journée (gauche) et par mois (droite). Aide de lecture : sur le graphique de gauche, il y a 200 jours pour lesquels la consommation électrique est inférieure à 45 GW à 4 h du matin. A droite, il y a 550 h pour lesquelles la consommation est supérieure à 65 GW en janvier.

Il existe une corrélation entre la puissance fournie par les moyens de production pilotables et la consommation nationale suivant la logique de l'ordre de mérite économique. Cela consiste à activer les centrales pilotables dont le coût marginal est le plus faible à tout instant, dans l'ordre : hydraulique lac (bien qu'en partie conservé pour les pointes) – nucléaire – charbon et gaz (CCG) – fioul et gaz (TAC). La corrélation est illustrée sur la Figure 1.22 . Un code couleur (charbon : marron, gaz : jaune, hydraulique : bleu, nucléaire : rose) est utilisé pour visualiser les puissances moyennes horaires qui sont supérieures à la moitié de la plage de puissance observée de chaque moyen de production (en 2015).

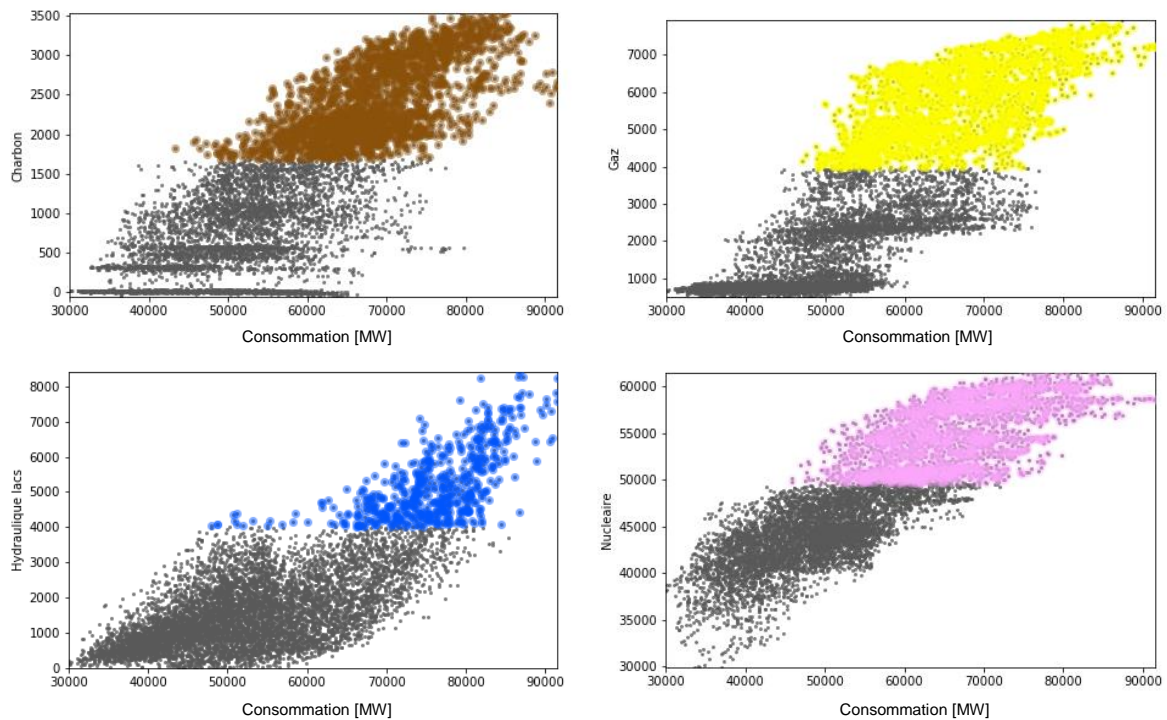


Figure 1.22 : Production des centrales au charbon, gaz, hydrauliques et nucléaires françaises [MW] selon la consommation nationale en 2015

On représente Figure 1.23 ces points colorés superposés sur des histogrammes infra-journaliers et saisonniers (les lignes colorées sont une aide de lecture). On montre que :

- Tous les moyens de production ne dépassent la moitié de leur plage de puissance qu'en période hivernale, c'est-à-dire entre septembre et mars inclus.
- La production hydraulique de lac est celle qui répond le plus aux sollicitations infra-journalière avec des variations très nettes autour de 10 h et 20 h.
- Les productions par charbon et gaz présentent une variabilité jour/nuit marquée (surtout pour le gaz) mais les centrales sont plutôt allumées entre 8 h et 20 h sans grande variabilité.
- La puissance délivrée par le nucléaire est quasi-invariante avec l'heure de la journée, le nucléaire ne s'ajuste donc pas (ou très peu) à une échelle infra-journalière. Par contre il délivre une grande partie de la variabilité saisonnière.

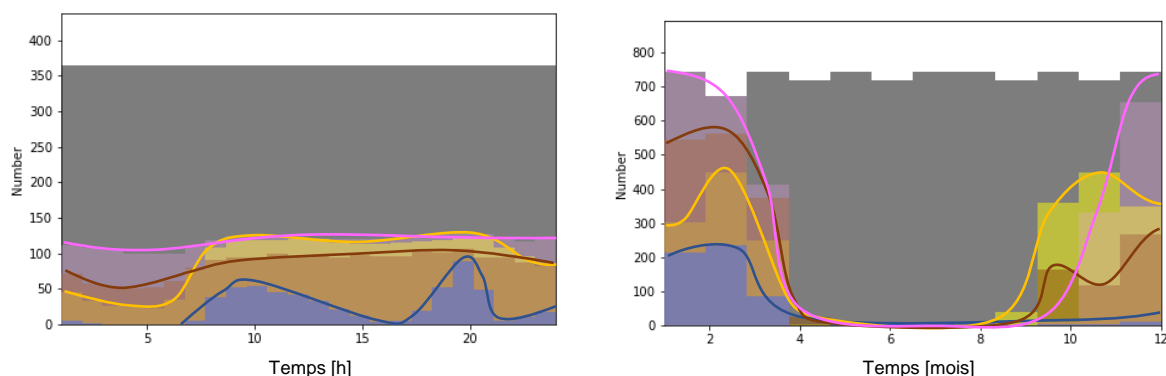


Figure 1.23 : Fréquences des périodes de production à plus de 50 % de la plage de puissance de différents types de centrale selon l'heure de la journée (gauche) et par mois (droite)

On peut tirer deux conclusions de cette analyse :

- Les moyens thermiques fossiles se distinguent du nucléaire par la réponse à une variation jour/nuit. Partant de l'hypothèse qu'il faut avoir la même signature horo-énergétique qu'un moyen de production pour s'y substituer, les micro-cogénérations devraient présenter une variation de ce type pour prétendre effacer leur consommation. Un fonctionnement saisonnier (été/hiver) en continu est plus typique d'un réacteur nucléaire.
- Les variations franches de consommation sont absorbées en priorité par l'hydraulique, les moyens les plus modulants après eux sont les centrales gaz (en particulier TAC) et charbon. Lorsque la production renouvelable intermittente prendra une part sensible du mix électrique français, les premiers moyens à s'ajuster à l'échelle infra-journalière seront ceux-là. Si la puissance nucléaire disponible est diminuée, les centrales gaz seront vraisemblablement sollicitées davantage, l'hydraulique étant saturé. **L'introduction d'une production micro-cogénérée serait alors une solution moins émettrice de CO₂ pour un même service au réseau.**

b) Evaluation quantitative

D'un point de vue quantitatif, (Roux, 2016) a proposé une modélisation conséquentielle du réseau électrique français qui permet de calculer l'impact d'une décision (construction d'un logement, installation d'une micro-cogénération, ...) sur le fonctionnement du réseau et le moyen de production mobilisé supplémentaire.

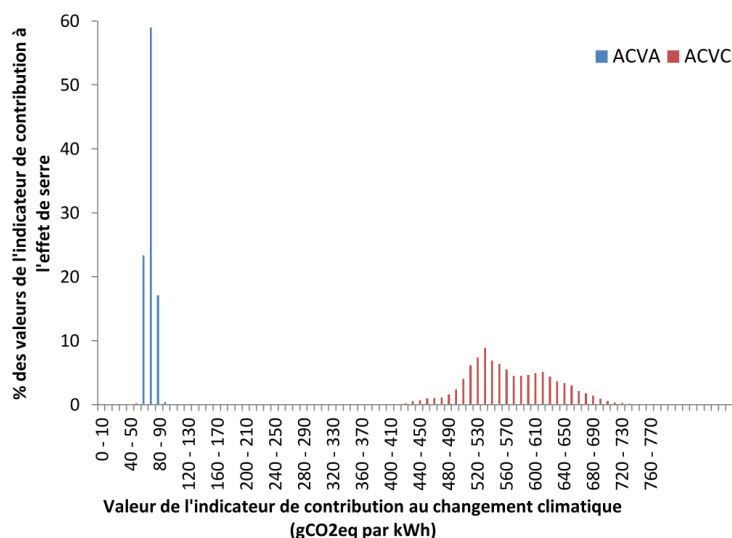


Figure 1.24 : Contenu CO₂ d'un kWh électrique marginal pour une approche attributionnelle (ACVA) et conséquentielle (ACVC) dans le mix électrique français, source : (Roux, 2016)

Son approche de type « conséquentielle » aboutit aux mêmes conclusions que précédemment et montre que les moyens de production qui s'ajustent à un changement marginal de consommation sont les centrales gaz et charbon. Les conséquences sont, par exemple, que l'impact carbone d'un kWh électrique marginal est d'environ 600 gCO₂/kWh (dans l'hypothèse d'une demande nationale constante) soit une valeur bien plus élevée que la moyenne de la production française hors importations (entre 40 et 100 gCO₂/kWh selon les années et les estimations).

En approche conséquentielle, le modèle de Roux montre qu'un approvisionnement par une micro-cogénération bois dont le rendement global est de 60 % (plus faible que des systèmes classiques) produisant 800 kWh/an d'électricité dans un logement individuel aboutirait à une réduction sensible d'émissions de gaz à effet de serre par rapport à un approvisionnement à partir du réseau électrique. À l'inverse, elle n'entraîne pas de baisse des émissions avec l'approche attributionnelle (aussi appelée « approche moyenne »). Le mauvais rendement de la cogénération entraîne des émissions de gaz à effet de serre pour la production d'électricité comparables à celle du réseau électrique lorsqu'elles sont calculées par une approche attributionnelle (et ce malgré l'utilisation du bois dont le contenu CO₂ est faible). En effet, le contenu CO₂ de l'électricité remplacée est de moins de 100 gCO₂/kWh avec l'approche attributionnelle et supérieur à 400 gCO₂/kWh pour l'approche conséquentielle.

Des outils d'ACV conséquentielle pourraient être chaînés aux outils que nous développerons dans la thèse pour traiter leurs sorties (production et consommation heure par heure). Cela permettrait d'évaluer au mieux les impacts environnementaux et énergétiques des micro-cogénérateurs.

2.4.3 Etudes de la flexibilité offerte par la micro-cogénération

On l'a vu, les analyses aux échelles bâtiment et nationale sont complémentaires. Des auteurs ont mené des travaux pour évaluer le potentiel de la cogénération dans l'apport de flexibilité au réseau électrique aux deux échelles, on en présente ci-après quelques-uns.

La flexibilité – côté demande – peut être définie comme suit : c'est un indicateur qui décrit la capacité d'un bâtiment ou d'un parc de bâtiments à s'adapter aux variations de la production et de la demande en énergie en fonction du temps (à différentes échelles de temps). La micro-cogénération intégrée aux bâtiments peut apporter une dose de flexibilité en proposant des capacités de production décentralisées (au plus près de la demande) et *pilotables*.

(Voorspools & D'haeseleer, 2002), (Peacock & Newborough, 2005) puis (Vuillecard, et al., 2011), se sont intéressés aux impacts de la micro-cogénération sur le réseau électrique notamment à travers la modification de la courbe de charge du secteur résidentiel selon la production électrique cogénérée. Bien que généralement limitées dans l'hétérogénéité du parc ou dans la taille de l'échantillon, ces approches ont démontré l'intérêt de la technologie pour réduire la pointe de consommation dans un contexte « résidentiel individuel » dans la mesure où les technologies sont pilotées par la demande thermique. Elles montrent le potentiel de réduction de la pointe *en l'état* (c'est-à-dire si on laisse les micro-cogénérateurs fonctionner de manière indépendante) sans pilotage *optimisé réseau*.

a) Pilotage, flexibilité, échelle bâtiment

A l'échelle du bâtiment, (Kelly, et al., 2008) ont proposé une caractérisation intéressante mais étonnamment peu reprise dans la littérature de la flexibilité d'un bâtiment équipé d'une micro-cogénération et d'un stockage thermique. En réalisant des simulations sur 2 semaines types avec 2 logements individuels isolés différemment et 2 types d'occupation, ils ont calculé le taux de disponibilité de la micro-cogénération pour des événements de flexibilité dans le cadre d'un « highly distributed power system » (HDPS). La disponibilité du bâtiment équipé de la micro-cogénération est classée en 3 catégories :

- Participation positive : si l'état du stockage thermique est inférieur à la limite supérieure et que la micro-cogénération n'est pas en marche alors elle peut s'enclencher sur demande sans surchauffer le bâtiment.
- Participation négative : si l'état du stockage thermique est supérieur à la limite inférieure et la micro-cogénération en fonctionnement, alors elle peut s'éteindre sans nuire au confort.
- Non disponible : tous les autres cas (stockage déchargé, cogénérateur en marche ou stockage chargé et cogénérateur éteint).

L'auteur identifie une disponibilité très élevée pour la participation positive dans le cas d'un bâtiment bien isolé (supérieures à 64 % du temps même en hiver et jusqu'à 84 %) tandis que la disponibilité est un peu plus faible mais reste importante pour un logement peu isolé (entre 31 et 69 %). La participation négative est de son côté toujours comprise entre 0 et 32 %. Finalement, hormis pour un bâtiment mal isolé en plein hiver, la machine n'est indisponible que 4 à 8 % du temps (Tableau 1.9).

	Availability for positive participation (% of time)	Availability for negative participation (% of time)	Unavailable (% of time)
<i>Poorly insulated case over a simulated week</i>			
Transition No. 11	60	32	8
Winter No. 11 ^a	31	32	37
Transition No. 12 ^a	69	23	8
Winter No. 12 ^a	62	0	38
<i>Well-insulated case over a simulated week</i>			
Transition No. 21	78	18	4
Winter No. 21	64	30	6
Transition No. 22	84	10	6
Winter No. 22	75	20	5

^aIn these case unit struggled to meet the thermal demand of the dwelling

Tableau 1.9 : Résultats de l'étude du potentiel de flexibilité de Kelly et al.

L'une des limites de cette étude est qu'on ne dispose pas d'information sur le dimensionnement de la micro-cogénération par rapport au bâtiment considéré (l'auteur dit utiliser des valeurs « typiques » pour la taille du stockage et a choisi un cogénérateur pour laquelle il dispose de données expérimentales). On ne connaît pas le comportement annuel de cette installation et il suffirait théoriquement de choisir une cogénération de grande puissance pour obtenir une forte disponibilité. En revanche, le modèle prend en compte la dégradation du rendement due à un faible taux de charge (pertes de stockage, effets de cyclage, ...). Il serait intéressant de connaître :

- La variation du taux de disponibilité en fonction du dimensionnement du stockage et de la machine.
- La variation des économies d'énergie primaire et de CO₂ réalisées par rapport au taux de disponibilité (sont-ils conciliables ?).
- La disponibilité en fonction de l'heure de la journée. En effet, si la cogénération est disponible plutôt à midi et que le solaire PV produit beaucoup, il y a moins de chance qu'on y ait recours ; en revanche si la cogénération est disponible lors de la pointe de 19 h, cela paraît plus intéressant.

En conclusion, bien que les auteurs n'attirent pas l'attention sur cet aspect, l'impact du dimensionnement et du stockage nous paraît ici tout à fait prépondérant dans la disponibilité de la cogénération et mériterait d'être étudié plus avant. De plus, il faudrait vérifier la concomitance des heures de disponibilité et des besoins de flexibilité du réseau national.

b) Pilotage collectif et impact sur le réseau électrique

Pour changer d'échelle, (Bouvenot, 2015) suggère que le tarif (variable) de l'électricité peut être un bon moteur pour modifier les conditions de fonctionnement des micro-cogénérateurs utilisés en autoconsommation. Cela permet aussi de « piloter » un parc sans impliquer de lourdes infrastructures informatiques. (Tapia-Ahumada, et al., 2013) suggèrent, eux aussi à l'aide d'une étude théorique, que les tarifs de l'électricité pourraient être un bon moteur de pilotage, en

particulier pour se substituer au lancement de centrales à gaz, ils ont étudié plus avant la structure des tarifs qu'il faudrait mettre en place.

Des travaux (Pielke & Kurrat, 2008) ont été menés sur l'utilisation de Virtual Power Plants (VPP) dont le concept est l'usage d'un parc de petites unités de production pilotées de manière collective pour produire l'équivalent d'une petite centrale de production électrique ; celle-ci serait alors vue par le régulateur du réseau comme une seule centrale pouvant vendre son énergie sur le marché. (Wille-Hausmann, et al., 2010) proposent une approche d'optimisation avec des modèles simples permettant de piloter le déclenchement d'un parc (de seulement 5 CHP de 1 MW cependant) dans un contexte de demande réelle et de prix d'électricité variables. Enfin, (Houwing, 2010) a réalisé des travaux majeurs sur l'impact d'un parc de micro-cogénérations, il compare 3 niveaux de pilotage de parcs de micro-cogénérateurs de complexité croissante :

- Standard : chaque machine fonctionne indépendamment en suivi de charge thermique du bâtiment.
- Contrôle décentralisé intelligent : réactions individuelles des micro-cogénérations à des prix variables de l'électricité en temps réel avec déclenchement optimisé à l'aide d'un contrôle prédictif.
- Contrôle centralisé par VPP : ici les micro-cogénérations sont pilotées par clusters en réponse à des prix variables ou dans l'objectif de compenser l'intermittence d'une production éolienne.

Il en conclut que :

- Le mode de contrôle n°2 permet des économies modérées et dépendant de la taille du stockage thermique installé.
- Le stockage électrique par batterie est économiquement inintéressant dans ce cadre.
- Les VPPs permettent de diminuer les effets de variation du prix de l'électricité d'un producteur d'électricité disposant d'un parc éolien conséquent.
- Les moteurs Stirling sont actuellement trop chers dans toutes les situations sans aides financières de l'Etat à l'investissement.
- Les technologies à plus fort ratio électricité/chaleur sont plus intéressantes dans le cadre d'un VPP.
- Lorsqu'un parc de micro-cogénérateurs a été installé, il y a tout lieu de mettre en place un VPP car c'est économiquement intéressant et cela permet de générer des bénéfices supplémentaires pour l'ensemble des acteurs.

D'un point de vue méthodologique, la modélisation très simplifiée des phénomènes physiques permet de recourir à des algorithmes d'optimisation menant à ces conclusions. En revanche, elle rend les valeurs absolues des résultats incertaines : cela constitue l'une des limites de l'étude. De plus, seuls l'habitat individuel et deux technologies sont considérés par Houwing, les unités installées font toutes 1 kW_{el} (Stirling) ou 3 kW_{el} (PEMFC). Le parc est donc très homogène à l'inverse d'une situation réelle et le dimensionnement n'est pas toujours adapté aux besoins de chaque bâtiment.

Les travaux de KU Leuven, en particulier (Baetens, et al., 2012), sur la modélisation d'un parc de bâtiments résidentiels comprenant des outils de flexibilité électrique permettent d'identifier les leviers et les verrous qui se dressent devant le déploiement de moyens de production électrique décentralisés. Baetens et al. montrent que dans le cadre d'un quartier de 33 logements individuels à énergie positive équipés de pompes à chaleur et de panneaux solaires PV, des effets de saturation du réseau (et donc d'écrêtage de production) peuvent intervenir en été conduisant un quartier composé de bâtiments tous à énergie positive *en théorie* à ne pas l'être dans les faits (14 à 47 % du potentiel peut être perdu selon le dimensionnement du réseau installé). On peut alors recourir à un surdimensionnement du réseau ou à une stratégie de modification de la demande électrique en modifiant le déclenchement des pompes à chaleur. Cependant, dans tous les cas, l'autoconsommation de l'électricité PV est de seulement 33 % (à l'échelle du quartier entier) ce qui démontre un fort export d'électricité. Parallèlement, d'abondants imports électriques sont réalisés en hiver et la nuit. Ce phénomène illustre la problématique d'intégration des énergies intermittentes dans une boucle locale. L'intérêt d'intégrer des micro-cogénérations dans ce type de quartier pourrait être évalué sur un plan environnemental, économique et énergétique.

Parmi les études que nous avons citées, la quantification du potentiel de la micro-cogénération repose généralement sur la modélisation des phénomènes physiques, que ce soit côté système (fonctionnement de la cogénération, du stockage) ou côté demande (besoins du bâtiment). C'est pourquoi la partie suivante présente un état de l'art rapide de la modélisation des solutions de micro-cogénération.

2.4.4 Synthèse

Nous avons identifié l'intérêt que représente la micro-cogénération à l'échelle du bâtiment et à une échelle régionale voire nationale. Les premiers freins au développement de la micro-cogénération sont, aujourd'hui, à l'échelle du bâtiment, notamment dans la conception des installations. Dans ce travail de thèse, nous nous intéresserons avant tout aux problématiques techniques d'intégration des micro-cogénérateurs dans divers type de bâtiments.

La micro-cogénération pourrait faire partie intégrante de futurs réseaux électriques intelligents pour favoriser leur sécurité d'approvisionnement dans un contexte de développement des énergies renouvelables. Dans ce cadre, l'élargissement du périmètre d'étude au-delà du bâtiment et des seuls gains en énergie primaire constitue un axe de travail pertinent pour évaluer les bénéfices des micro-cogénérateurs. On réserve cet axe de travail à de futurs travaux en dehors de cette thèse mais nous tâcherons de tenir compte du contexte national en présentant les interactions du bâtiment avec le réseau de manière simple.

3 Etat de l'art de la modélisation et simulation pour évaluer la micro/mini-cogénération

Cette partie se découpe en trois sous-parties avec :

- d'abord une présentation des outils de modélisation / simulation du bâtiment, principe de fonctionnement, possibilités et limites,
- puis une analyse de la littérature sur la modélisation des micro-cogénérateurs à l'échelle composant,
- et une revue de la littérature des études de couplage micro-cogénération + bâtiment.

Les points 2 et 3 ont été largement passés en revue par (Bouvenot, 2015) qui a fait un état de l'art très complet et récent des modèles de micro-cogénération, c'est pourquoi on propose une synthèse accompagnée d'études parues depuis 2015.

3.1 Les outils de modélisation-simulation

Premièrement, il faut introduire une différenciation entre modélisation permettant la simulation **statique**, dont les variables ne dépendent pas du temps et **dynamique** qui intègre l'influence du temps sur l'état actuel du système, nécessaire pour la représentation de phénomènes transitoires par exemple. Entre une modélisation statique et dynamique, il existe des hybrides comme les approches quasi-statiques qui, elles, présentent des variables évoluant au cours du temps sans prise en compte des états précédents.

Deuxièmement, on distingue classiquement trois types de modèles

- **Modèle de connaissance ou boîte blanche** : il s'agit d'une représentation physique exhaustive d'un système basé sur la connaissance approfondie des phénomènes qui régissent son fonctionnement. Par exemple, pour une micro-cogénération à cycle de Rankine, il s'agirait de modéliser les transformations du fluide de travail dans la machine, les conditions d'échanges des échangeurs, l'aspect mécanique...
- **Modèle empirique ou boîte noire** : il s'agit d'une représentation d'un système sans *a priori* sur les phénomènes physiques qui régissent son fonctionnement en se basant sur l'expérimentation pour établir des lois de corrélation entre les variables et les conditions de fonctionnement.
- **Modèle semi-physique ou semi-empirique ou boîte grise** : il s'agit d'une représentation hybride entre les deux précédentes (une boîte grise peut être plus ou moins « foncée ») qui n'ignore pas que le système est régi par des phénomènes physiques qui sont agrégés et/ou simplifiés et associés à des corrélations dont les coefficients peuvent être identifiés expérimentalement.

3.1.1 Moteurs de calcul de simulation énergétique des bâtiments

La simulation énergétique dynamique (SED) de l'enveloppe du bâtiment et des systèmes de chauffage, ventilation, et climatisation s'est démocratisée dans les années 80 et 90 et le

développement des moyens de calcul informatique, avec une offre de logiciels commerciaux et d'autres destinés à la recherche qui, pour certains, existent encore aujourd'hui. Les principaux qui intègrent un (ou des) modèle(s) de micro-cogénération sont les suivants :

- **TRNSYS** : développé par l'Université de Wisconsin, ayant reçu le soutien de la communauté internationale (le CSTB en France, Transsolar en Allemagne...) permet l'assemblage de composants par blocs. La modélisation de l'enveloppe du bâtiment se fait majoritairement à l'aide du Type 56 qui peut être couplé avec des modèles de systèmes qui peuvent être au besoin codés (en langage FORTRAN) et ajoutés par l'utilisateur. L'une des bibliothèques de composants la plus connue est la très complète TESS.
- **Matlab/Simulink** : développé par MathWorks, il s'agit d'un langage de modélisation de haut niveau très utilisé par les chercheurs en énergétique (et autres sciences physiques appliquées) et quelques bureaux d'étude experts. L'une des bibliothèques les plus complètes de simulation du bâtiment et des systèmes reposant sur cette plateforme est **SIMBAD** : développée par le CSTB, a supporté de nombreux travaux de recherche sur les systèmes de production, distribution, émission et régulation tels que (Riederer & Marchio, 2000).
- **ESP-r** : cette plateforme essentiellement destinée à la recherche développée l'Université de Strathclyde (Ecosse) intègre des modèles d'enveloppe (très détaillés) et de systèmes. Il permet aussi la réalisation de simulations acoustiques et visuelles du bâtiment.
- **EnergyPlus** : ce cœur de calcul développé aux USA à l'Université de Berkeley, Californie, destiné à remplacer les moteurs DOE et BLAST (deux anciennes références aux USA) bénéficie du soutien du Department of Energy. Il est gratuit mais intégré à des logiciels commerciaux tels qu'ArchiWizard et DesignBuilder. La simulation des systèmes fait aujourd'hui référence notamment grâce à une actualisation des nouveaux produits qui le rend adapté à un usage professionnel.
- **IDA-ICE** : moins connu, il s'agit d'un logiciel de calcul développé par le KTH et Helsinki University of Technology, il a notamment bénéficié des travaux de l'Annexe 42 de l'IEA mentionnée précédemment.
- **Pleiades-Comfie** : ce logiciel très utilisé en France est une référence dans la simulation de l'enveloppe, la simulation des systèmes est toutefois moins complète que pour d'autres logiciels et ne bénéficie pas de la même modularité pour l'intégration de nouveaux modèles que TRNSYS ou Matlab. Il est très utilisé par les bureaux d'études pour le calcul des besoins de tous types de bâtiments.
- **Dymola** : cette plateforme de développement de type « bac à sable » reposant sur le langage Modelica est portée par Dassault Systèmes qui l'a racheté à Dynasim, société fondée par H. Elmqvist et initiateur du langage Modelica. Le langage Modelica est un langage de haut niveau qui permet l'écriture d'équations physiques plutôt que de code au sens habituel. Elle bénéficie du soutien d'une large communauté académique développant des bibliothèques de systèmes énergétiques (LBNL (Wetter, et al., 2014), RWTH (Müller, et al., 2016), KU Leuven (Baetens, et al., 2015), Université de Liège (Quoilin, et al., 2014)...) et industrielle (EDF (Plessis, et al., 2014), Engie, ABB (Rüdiger & Hansjürg, 2014), E.ON (Müller, et al., 2016)...) grâce à la facilité d'intégration de nouveaux modèles et de création

de « bibliothèques » compatibles avec la plateforme. De nombreuses bibliothèques de modèles sont aujourd'hui disponibles pour la simulation du bâtiment dont beaucoup se sont regroupés sous l'égide de l'Annexe 60 de l'IEA (Wetter, et al., 2015).

D'autres outils plus simplifiés de simulation du bâtiment et des systèmes existent par exemple à usage conventionnel ou dans la cadre de label, c'est le cas de PHPP (Allemagne) et de la méthode 3CL-DPE (statique). En outre, le moteur de calcul réglementaire de la RT 2012 se rapproche d'une approche dynamique : c'est un réseau résistances-capacités qui comporte une capacité thermique pour représenter l'inertie du bâtiment.

3.1.2 Possibilités et limites

L'utilisation de chacun des outils est autant un débat scientifique qu'une part d'habitude, cependant, quelques auteurs comme (Wetter & Haugstetter, 2006) ont tenté d'objectiver le débat en comparant dans ce cas TRNSYS et Dymola, deux outils destinés à la simulation couplée systèmes-enveloppe et proposant une interface « bac à sable ». **Dymola, bien que plus lent en simulation, permettrait un prototypage plus rapide de nouveaux modèles de composants et de leur assemblage.**

- Temps de calcul

Cette problématique, plus prégnante pour certains logiciels que d'autres (Dymola est très impacté), est reliée à la complexité des modèles utilisées et au type de solveur mathématique utilisé. Les facteurs défavorisant la rapidité d'exécution des calculs sont principalement les suivants :

- L'aspect « bac à sable » : conduit à une non-optimisation du code, laissé à la libre appréciation de l'utilisateur.
- Le pas de temps de simulation.
- La modélisation fine et dynamique des systèmes.
- La représentation de la régulation (idéalisée ou réaliste).
- La complexité du modèle d'enveloppe (calcul des coefficients d'échanges convectifs et du rayonnement dans les pièces).

Dans le cas de Dymola, (Jorissen, et al., 2015) ont analysé les problématiques de temps de calcul et ont démontré qu'il est possible d'améliorer l'exécution des calculs en agissant sur différents aspects incluant les algorithmes de résolution numérique du logiciel et la simplification des modèles.

- Saisie des données et incertitudes

Dans le cas de bâtiments complexes par leur taille et/ou les systèmes qu'ils intègrent, il peut devenir très compliqué de saisir l'intégralité des données en particulier sur les systèmes. Des interfaces facilitent le travail du modélisateur. Des travaux récents ont facilité la modélisation géométrique du bâtiment en créant des passerelles entre les maquettes architecturales et les logiciels de SED (Wimmer, et al., 2015). Les incertitudes liées à des erreurs de saisie de l'utilisateur ou bien liées aux

différences entre les données collectées en phase projet et le bâtiment réel sont un domaine de recherche en plein développement notamment dans l'objectif de proposer des offres de garantie de performances énergétiques en se basant sur les prédictions de modèles SED du bâtiment réel (Rivalin, 2016).

- Modélisation des systèmes

La modélisation de l'enveloppe du bâtiment est généralement la priorité des logiciels évoqués précédemment, de ce fait, la modélisation des systèmes est parfois simplifiée, en particulier la régulation et les performances à charge partielle. Cela est dû, d'une part, au pas de temps de simulation requis pour les systèmes (comme vu précédemment), proches de la minute tandis que la simulation de l'enveloppe peut se satisfaire raisonnablement de pas de temps semi-horaires voire horaires. D'autre part, le calcul précis des performances des systèmes qui peuvent être nombreux, peut rapidement faire « exploser » les temps de calcul, en particulier s'ils intègrent eux-mêmes des inerties (plus courtes que celles du bâtiment) et s'ils sont couplés à chaque pas de temps avec la simulation de l'enveloppe. Les systèmes de micro-cogénération dans les bâtiments sont donc confrontés à ce type de problème.

- Couplage des modèles de bâti et de systèmes

(Blervaque, 2014) a mené des travaux pour mettre en lumière les gains de précision apportés par l'utilisation d'outils de modélisations récents adoptant une résolution de systèmes d'équation qui couplent tous les phénomènes physiques plutôt qu'une résolution « classique ».

L'approche classique, illustrée Figure 1.25, montre la résolution séquentielle des modèles numériques du bâtiment jusqu'au générateur, y compris les boucles de rétroaction permettant de limiter la puissance d'émission et de génération de chaleur. La température de consigne du bâtiment est considérée atteinte et les dynamiques courtes négligées car inférieures au pas de temps de simulation, fixe (modèles de systèmes quasi-statiques). Entre chaque modèle on transmet donc des « paquets d'énergie », la prédiction de la puissance est d'autant plus faussée que le pas de temps est long et la régulation est idéalisée.

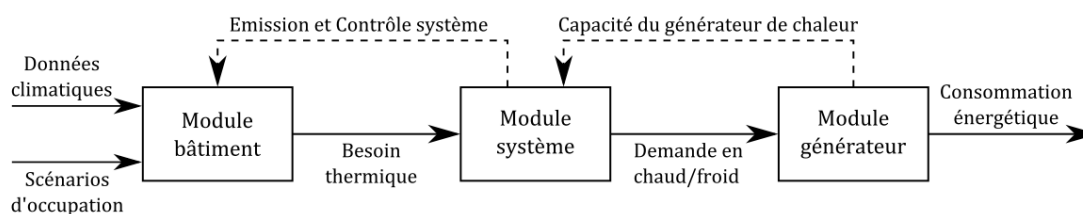


Figure 1.25 : Modélisation séquentielle pour résolution explicite à pas de temps fixe (typiquement horaire), sources : (Blervaque, 2014) d'après (Clarke, 2001)

De nouveaux outils de modélisation et simulation permettent la résolution couplée des modèles de systèmes et du bâtiment écrits sous la forme de systèmes d'équations physiques (Modelica, SPARK...) (Figure 1.26). La résolution du système d'équations algèbro-différentielles à pas de

temps variable permet de tenir compte de toutes les dynamiques et de la régulation de manière couplée en boucle fermée. Toutefois le risque est de conduire à l'excès inverse d'une approche classique : un modélisateur peu précautionneux pourra mêler des dynamiques trop extrêmes (thermique du bâtiment et électronique de puissance) et parvenir à des coûts de calcul insoutenables.

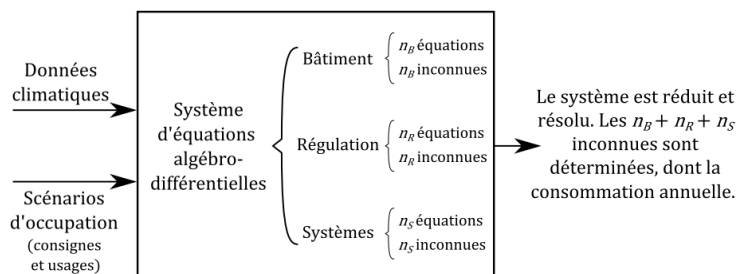


Figure 1.26 : Modélisation par système d'équations pour résolution implicite à pas de temps variable, source : (Blervaque, 2014)

3.2 Modélisation des micro-cogénérateurs

On retrouve dans la littérature une multitude d'approches proposées pour modéliser les micro-cogénérateurs intégrés aux bâtiments. Cependant, les publications ne mettent généralement pas en perspective l'impact des choix de modélisation réalisés sur les résultats obtenus, c'est pourquoi il est nécessaire de le formaliser.

3.2.1 Modèles détaillés

L'évènement principal concernant la modélisation de la micro-cogénération est l'Annexe 42 ECBCS de l'IEA (Beausoleil-Morrison, 2008). Celle-ci a marqué un tournant dans la littérature car elle a permis de capitaliser (Knight & Ugursal, 2005) la littérature antérieure à 2007 (dont (Beausoleil-Morrison, 2008) méta-analyse d'études antérieures, (Alanne & Saari, 2003) (Voorspools & D'haeseleer, 2001) (Voorspools & D'haeseleer, 2002) (Voorspools, et al., 2001) (Hawkes & Leach, 2004)) et a permis d'accroître le nombre d'études sur la micro-cogénération en mettant à disposition des modèles de micro-cogénérateurs (Beausoleil-Morrison, et al., 2007) et des outils méthodologiques (Dorer & Weber, 2007). Auparavant, la plupart des études avaient été réalisées à l'aide de modèles simplifiés de systèmes (Voorspools & D'haeseleer, 2006) et/ou de charges thermiques et électriques simplifiées (Voorspools & D'haeseleer, 2002).

L'objectif de l'Annexe 42 était de permettre le développement de l'usage de la micro-cogénération dans les bâtiments résidentiels de petite taille via l'utilisation d'une **modélisation détaillée dynamique appuyée sur l'expérimentation** (approche « boîte grise »). Deux modèles ont été développés, représentant d'une part les cogénérations à moteur (à combustion interne ou externe) et d'autre part les cogénérations à pile à combustible. Des essais sur banc ou dans des bâtiments réels (Arndt, et al., 2007) ont été réalisés dans le cadre de l'Annexe 42.

Les modèles développés ont été implémentés dans trois environnements (Beausoleil-Morrison & Ferguson, 2007) et ont ensuite été utilisés par de nombreux auteurs dans le cadre de l'Annexe. Le modèle de pile à combustible a notamment été calibré sur deux piles (Beausoleil-Morrison & Lombardi, 2008) (Johnson, et al., 2012) via des campagnes d'essais étendues spécialement réalisées pour répondre au cahier des charges du modèle. Dans (Dorer & Weber, 2008), les auteurs utilisent des données de performances partielles (constructeur ou séries d'essais externes) pour paramétrer le modèle de pile à combustible.

L'approche de l'Annexe 42 a été élargie par d'autres auteurs en proposant une modélisation plus axée « boîte blanche » des micro-cogénérateurs, plus particulièrement à pile à combustible (Carl, et al., 2009) notamment pour améliorer la conception du système de cogénération. Pour cela, les auteurs (Kazempoor, et al., 2010) (Kazempoor, et al., 2009) (Kazempoor, et al., 2010) utilisent un logiciel dédié (tel qu'ANSYS) afin de modéliser les composants internes de la pile à combustible. En simulant de multiples conditions de fonctionnement sur ce modèle physique détaillé, il est ensuite possible de calibrer le modèle simplifié orienté vers la simulation énergétique du bâtiment. Cette approche peut être intéressante en l'absence de données expérimentales, elle sera d'ailleurs utilisée dans le chapitre 3 pour une micro-turbine.

L'Annexe 54 de l'IEA/ECBCS (Integration of Micro-Cogeneration and Related Energy Technologies in Buildings) (Entchev & Tzscheutschler, 2014) a poursuivi les travaux. Elle a permis de valoriser les travaux déjà menés, par exemple d'autres machines du marché (principalement des moteurs à combustion interne) ont été évaluées expérimentalement afin de calibrer les modèles développés.

Ces travaux ont influencé ceux menés jusqu'à aujourd'hui par le CES (Andlauer, 2011) (Bouvenot, et al., 2014) (Thiers, et al., 2010) et à l'INSA de Strasbourg (Bouvenot, 2015). Ces derniers reposent sur des modèles dont la philosophie est proche de ceux des Annexes 42 et 54. L'originalité porte sur la simplification consentie afin de permettre, à terme, que des séries de données de performances accessibles (voire des données de certification) suffisent à paramétrer le modèle. Le développement de la micro-cogénération suppose en effet des modèles paramétrables qui puissent être pris en main par les bureaux d'études (quantité d'information à saisir dans les modèles réduits).

L'état de l'art proposé par Bouvenot (Tableau 1.10) regroupe les informations sur les principaux modèles de cogénérateurs de la littérature. Sa nomenclature des technologies concernées est la suivante : MS : moteur Stirling, MCI : moteur combustion interne, PC : pile à combustible, MV : moteur vapeur et GTE : thermoélectrique. Il précise le caractère dynamique du modèle, sa précision (bonne représentation des performances), sa généricité (capacité à être réutilisé pour un autre système de micro-cogénération) et sa compatibilité avec une approche STD (vitesse d'exécution principalement).








Type	Publi.	Techno.	Combustible	Logiciel	Dynamique	Pas	Précision	Généricité	Compatibilité STDA
Empirique	[THI10]	MS	biomasse	 1	stationnaire	60 min	+	+	+++
	[ALE11]	MS	gaz	 2	instationnaire	1 min	++	+	+++
	[CON13]	MS	gaz	 3	instationnaire	5 min	++	+	+++
Semi-physique	[BEA07]	MS MCI PC	gaz biomasse	 4  5 IDA-ICE 6 ES-r 7	instationnaire	>1 min	+++	+++	+++
	[LOM10]	MS	gaz	?	instationnaire	?	+++	+++	+++
	[LIU11]	ORC	biomasse	 ?	stationnaire	?	++	+	++
Physique	[ALA12]	MV	biomasse	?	instationnaire	?	++	+	++
	[ROG12]	MS	gaz	?	stationnaire	0,1 ms	+++	+	+
	[ANG13]	MS	biomasse+so laire	?	stationnaire	?	++	+	+
	[CRE13]	ME	biomasse	?	stationnaire	?	+++	+	+
	[LON13]	ME	biomasse - gaz	 ?	instationnaire	2 ms	+++	+	+
	[ALA14]	GTE	biomasse	?	stationnaire	?	++	+	+
	[VAL15]	MS	gaz	?	stationnaire	?	+++	+	+

Tableau 1.10 : Tableau de synthèse des modèles de micro-cogénération détaillés identifiés par (Bouvenot, 2015) (STDA : Simulation Thermique Dynamique Annuelle)

3.2.2 Modèles simplifiés d'optimisation

Dans le cadre d'approches d'optimisation mathématiques (contrôle ou dimensionnement optimaux), une fonction coût ou objectif (économique, énergétique, environnementale...) est définie et doit être minimisée. Afin de maintenir des coûts de calcul supportables pour les algorithmes d'optimisation, la représentation des besoins et du système de cogénération est caricaturée, généralement sans notion de dynamique ou de charge partielle et avec une régulation idéalisée (Hawkes, et al., 2009) (Hawkes, et al., 2009) (Ren, et al., 2007) (Moradi, et al., 2013). Ils sont relativement peu compatibles avec la simulation dynamique qui tient compte de l'intégration technique des systèmes dans le bâtiment.

Les travaux des Annexes 42 et 54 puis de Bouvenot ont montré que, dans le cadre de simulations énergétiques annuelles, la représentation des dégradations de performances à charge partielle et température de retour d'eau variable doit être prise en compte sous peine de commettre des erreurs importantes (plus de 10 %). En revanche, l'identification de stratégies de pilotage originales de cogénérateurs peut être obtenue avec ce type d'approche.

3.2.3 Synthèse

Les modèles semi-empiriques s'avèrent être les plus adaptés à la simulation énergétique dynamique en raison d'une bonne précision, d'une complexité de paramétrage et de résolution numérique compatible avec les contraintes de la SED (accessibilité des données et temps de calcul) ainsi qu'une bonne généralité dans l'objectif de simuler les performances de plusieurs cogénérateurs en utilisant le même modèle. On synthétise les recommandations d'utilisation des différents modèles dans le Tableau 1.11.

On constate que l'effort de la communauté scientifique pour construire un modèle suffisamment générique, dont les paramètres sont accessibles, précis et adopté par tous pour la modélisation des micro-cogénérateurs ont abouti dans l'Annexe 42. Toutefois, ces efforts méritent d'être poursuivis car, en dépit d'une volonté de le rendre générique et facilement paramétrable, le modèle de l'Annexe 42 est encore trop lourd à paramétrer. De plus, le modèle n'est pas le même entre piles à combustible et moteurs (à combustion interne et externe). La construction d'une banque de données de micro-cogénérateurs dont on dispose des paramètres pour le modèle de l'Annexe 42 n'a probablement pas pu aboutir car elle a été freinée par les essais à réaliser, la variété des cogénérations, la faible maturité de certaines technologies et un modèle trop difficile à paramétrer.

Il faut donc entamer un effort pour construire un modèle se satisfaisant de moins de données et donc disposant de moins de paramètres. Une approche possible consiste à obtenir les performances nominales des machines à partir des données de constructeurs généralement accessibles, puis à extrapoler les performances à charge partielle et température de retour d'eau variable à partir des performances obtenues expérimentalement sur une (ou des) machine(s) pour chaque technologie. Une telle approche est développée au chapitre 4.

Type de modèle	Nombre de paramètres	Informations nécessaires	Généricité	Utilisation
Modèles physiques détaillés	Elevé	Très détaillées (dimensions, géométrie, débits, ...)	Faible	Etude des composants, amélioration des rendements thermiques ou électriques, construction de cartes de performances pour modèle simplifié
Modèles semi-physique et empirique	Moyen	Quelques essais et informations constructeurs	Moyenne	Simulation énergétique dynamique, étude paramétriques bâtiment, comparaisons technos et intégration des systèmes
Modèles simplifiés / « optimisation »	Faible	Informations constructeurs	Elevée	Pilotage et dimensionnement optimal avec modèles de besoins simples

Tableau 1.11 : Caractéristiques et utilisations des différents types de modèles de micro-cogénération

3.3 Modélisation des micro-cogénérations couplées aux bâtiments

La revue de l'état de l'art réalisée par (Bouvenot, 2015) fournit une palette très large et exhaustive de travaux de modélisation des micro-cogénérations intégrés aux bâtiments. Il établit des critères de tri des études de la littérature qui sont les suivants :

- le pays (qui détermine le mix de production électrique) ;
- l'échelle (bâtiment, maison individuelle, le collectif) ;
- les technologies et le combustible employé ;
- le logiciel de modélisation/simulation ;

- la modélisation du cogénérateur, des besoins de chauffage, d'eau chaude sanitaire et électriques ;
- le niveau de performance des bâtiments étudiés ;
- le niveau de complexité des modèles ;
- les objectifs de l'étude (évaluation technico-économique) ;
- le facteur d'énergie primaire ;
- les systèmes de stockage ;
- la stratégie de régulation ;
- les structures de coûts.

L'analyse critique de ce corpus de documents a montré les limites des connaissances actuelles sur un certain nombre de sujets regroupés dans le Tableau 1.12. D'abord, il existe une faiblesse des approches de simulation avec des bâtiments qui ne sont pas de type « résidentiel individuel ». Bien que ce marché soit le plus important en termes de potentiel de surface chauffée, ce n'est pas nécessairement le plus favorable économiquement, il y a donc un intérêt à évaluer la pertinence énergétique et environnementale des cogénérateurs dans des bâtiments plus susceptibles de créer un marché de la micro-cogénération. Ces bâtiments tels que les logements collectifs et certains bâtiments tertiaires peuvent présenter des aspects spécifiques comme le foisonnement, des systèmes de distribution/émissions, des horaires d'occupation ou des profils temporels de besoins thermiques différents.

La modélisation des usages, c'est-à-dire scénarios de présence, consommation électrique, puisages d'eau chaude sanitaire doit être menée avec des outils stochastiques basés sur des statistiques d'équipements et d'activité tels que développés par (Berthou, et al., 2015) (Wilke, 2013) (Vorger, 2014) avec des pas de temps fins (≤ 10 min). En revanche, hormis (Bouvenot, 2015) peu de travaux ont appliqué ces méthodes à l'étude des bâtiments équipés de micro-cogénérations, il s'agit pourtant d'un enjeu important en raison des problématiques d'estimation des flux électriques entrants et sortants vers le réseau électrique.

Les stockages étudiés sont essentiellement thermiques plutôt qu'électriques. Les ballons d'eau chaude sont principalement traités sous l'aspect volume de stockage, c'est-à-dire stock disponible pour le cogénérateur, en revanche peu d'études ont porté sur l'influence de son intégration dans le schéma hydraulique et de sa typologie (nombre et connexions du(des) ballon(s)).

La régulation de l'installation de cogénération, y compris l'appoint, la distribution et les émetteurs, est rarement étudiée, ces aspects hydrauliques sont pourtant essentiels pour de nombreux systèmes CVC comme les chaudières et les pompes à chaleur. **De plus, selon les constructeurs il existe de nombreuses variantes de pilotage et d'intégration des cogénérations** (hystérésis, mode d'allumage/extinction du cogénérateur...). Comme beaucoup de travaux numériques adoptent une modélisation simplifiée de la cogénération, ces aspects sont occultés mais représentent un défi pour la filière opérationnelle.

Devant la diversité des cogénérateurs, bâtiments, régulation et stockages possibles, un bureau d'études ne pourra pas, à partir de la littérature, tirer de conclusions claires telles que des règles et bonnes pratiques à adopter pour la conception d'une installation (dimensionnement et intégration). **Nous pouvons apporter une contribution sur ce point.**

Enfin, d'un point de vue méthodologique, le couplage lors de la résolution numérique des modèles de systèmes et de bâtiments n'est pas nécessairement précisé. Pourtant, les méthodes de résolution découplant le calcul de l'enveloppe de celle des systèmes entraînent une mauvaise représentation des interactions qui ne permettent pas d'observer des dysfonctionnements hydrauliques ou de la régulation. Cela peut conduire à des estimations de performance erronées : mauvaises conditions de fonctionnement fournies au modèle de cogénérateur. Pour finir, face à la complexité de ce type de systèmes, il faut apporter des schémas hydrauliques robustes pour éviter une mise au point délicate et « à tâtons » des installations par les installateurs et exploitants.

Sujet	Traité	Lacunes/partiellement traité
Type de bâtiment	Principalement résidentiel (surtout individuel, parfois collectif)	Collectif : influence du foisonnement ; bâtiments tertiaires
Usages	Influence pas de temps de simulation ; influence besoins thermique et électrique annuels pour quelques variantes	Influence du profil de puissance thermique ; analyse sensibilité étendue
Stockage thermique	Volume du ballon	Schéma hydraulique (stockage, appoint, ...) ; Influence précision modèle stockage ; Dimensionnement selon puissance cogénérateur
Régulation	Optimisation des horaires de lancement	Modulation de puissance / Coordination avec l'appoint
Impact sur le réseau électrique	Influence sur réseau électrique d'une technologie pour un parc de bâtiments homogènes	Influence d'un quartier/techno mixte ; Pilotage selon un mix électrique renouvelable et dynamique
Prescriptions opérationnelles (dimensionnement...) bâtiment/technologie/stockage	Réponses sur des cas d'études particuliers pour quelques machines finement caractérisées	Pas de généralisation des recommandations selon technologie/stockage/type de bâtiment
Simulation énergétique dynamique couplée bâtiments/systèmes	Beaucoup d'études avec des besoins thermiques simplifiés et <i>découplés</i>	Peu d'études en simulation dynamique « systèmes+bâtiment » avec régulation détaillée, pressions et températures dans les réseaux hydrauliques

Tableau 1.12 : Synthèse des connaissances actuelles et lacunes de la littérature sur la modélisation des micro-cogénérations intégrées aux bâtiments

4 Objectifs de la thèse

Le contexte énergétique présenté en début de chapitre est le théâtre d'une transition majeure nécessitant des adaptations de la chaîne de l'énergie, particulièrement dans les domaines de la production et du transport/distribution d'électricité. L'intégration progressive des énergies renouvelables décentralisées et la baisse annoncée des moyens de productions conventionnels (fossiles et nucléaires) ouvrent la porte pour de nouvelles technologies de production locales telles que la micro-cogénération. Celle-ci permet, dans des conditions adéquates, d'économiser la consommation d'énergie primaire et de baisser les émissions de gaz à effet de serre en apportant aussi une forme de flexibilité bienvenue pour contrebalancer l'intermittence des renouvelables.

4.1 Problématique, objectif et verrous scientifiques

La **problématique** qui a poussé à réaliser ce travail de thèse est l'écart constaté entre le potentiel de la micro-cogénération et son développement sur le marché. Cette écart s'explique en partie par l'immaturation de certaines technologies, le contexte économique (coûts d'investissement, tarifs des énergies dans certains pays), la complexité apparente de conception et mise en œuvre dans les bâtiments ainsi que par un manque de recul sur son fonctionnement.

L'**objectif** de cette thèse est de fournir des outils pour amener à des recommandations techniques concrètes permettant de mettre en œuvre les meilleurs couplages micro-cogénération / bâtiment en intégrant un dimensionnement, un montage hydraulique et une régulation adaptés.

Les **verrous scientifiques** à lever pour fournir ce type de recommandations portent sur le **choix d'un niveau de modélisation adapté** pour capturer l'essentiel des phénomènes physiques avec une quantité raisonnable de données de paramétrage et un temps de calcul acceptable. De plus, il paraît **nécessaire de rendre l'approche générique pour plusieurs technologies de micro-cogénérateurs** et pour **différents types de bâtiments**.

4.2 Démarche

Afin de répondre aux différents objectifs, la méthodologie à mettre en œuvre repose sur la modélisation et l'expérimentation de systèmes de micro-cogénération. On s'appuie pour démarrer sur les travaux expérimentaux et numériques menés dans le passé par l'Agence Internationale de l'Energie et le CES Mines ParisTech. Les données expérimentales sont collectées auprès des membres d'Efficity, dans la littérature et d'autres sont obtenues par des campagnes d'essais menées dans le cadre de la thèse. L'environnement Dymola a été sélectionné pour modéliser les cogénérateurs et les bâtiments dans lesquels on les intègre (ce choix est justifié au chapitre 4). La validation de la plateforme de modélisation détaillée est nécessaire avant de réaliser des études de cas en simulation. Ces derniers nous permettent de démontrer l'apport du corpus de modèles développé pour fournir des recommandations d'intégration des cogénérateurs aux bâtiments.

Le **chapitre 2** pose les problématiques de l'intégration des micro-cogénérateurs dans les bâtiments. Le développement et l'utilisation d'un outil simplifié de simulation des interactions

entre micro-cogénération et bâtiment permet de simuler de nombreuses combinaisons de puissances nominales, technologies, capacités de stockage et besoins thermiques et électriques. Nous introduisons les indicateurs d'évaluation énergétiques, économiques et environnementaux qui qualifient le fonctionnement du micro-cogénérateur. Cependant, la modélisation simplifiée ne permet pas de tenir compte des interactions hydrauliques et de la régulation pour représenter avec finesse le fonctionnement (infra-horaire) qui conditionne les performances saisonnières de l'installation et du micro-cogénérateur.

Pour cette raison, dans le **chapitre 3**, on a d'abord recours à une modélisation plus précise et dynamique des cogénérateurs qui s'appuie sur des travaux expérimentaux. On propose de compléter les connaissances de la littérature sur deux technologies : un moteur à combustion interne avec échangeur « à condensation » sur les fumées et une micro-turbine. Un modèle semi-empirique détaillé de cogénération est adapté et paramétré pour ces deux machines. On propose finalement d'évaluer la pertinence des raffinements de modélisation de différents phénomènes altérant les performances du cogénérateur en régime de fonctionnement non-nominal.

Dans le **chapitre 4**, on présente la plateforme de modélisation développée qui intègre la micro-cogénération, le bâtiment, l'installation hydraulique, la régulation et les occupants. On propose de valider cette plateforme en la comparant avec des résultats d'études expérimentales. Les cas d'études incluent tous un moteur Stirling de 1 kW_{el} intégré à des bâtiments, principalement de logements. La validation est menée en deux parties : d'abord à l'échelle de quelques journées de fonctionnement, à pas de temps infra-horaire. Ensuite, on compare les études numériques et expérimentales selon plusieurs indicateurs « macros » sur une année de fonctionnement. Enfin, nous proposons un modèle numérique de micro-cogénérateur plus simple et plus générique pour compléter la plateforme. Il s'appuie sur les connaissances acquises au chapitre 3, la littérature et des données constructeurs pour modéliser plus aisément une gamme de cogénérateurs et plusieurs technologies sans nécessiter de campagne expérimentale.

Le **chapitre 5** présente deux études de cas mobilisant la plateforme développée. D'abord, on utilise le modèle générique de micro-cogénérateurs dans une étude qui permet d'identifier le dimensionnement optimal d'un moteur à combustion interne dans un immeuble de logements collectifs. Ensuite, dans une deuxième étude on utilise la plateforme pour choisir le schéma d'intégration hydraulique et stockage thermique les plus appropriés pour une micro-cogénération à moteur Stirling dans des logements individuels de différents niveaux d'isolation. Pour finir, nous comparons la plateforme de modélisation dynamique détaillée avec l'outil simplifié du chapitre 2 et tirons des enseignements quant à leur usage dans différentes situations.

5 Bibliographie

- Abdelouadoud, S. Y., 2015. Integration of renewable energies in the electricity distribution system. *Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, Sophia-Antipolis.*
- ADEME, Artelys, ARMINES-PERSEE, ENERGIES DEMAIN, 2016. Mix électrique 100% renouvelable ? Analyses et optimisations. *Rapport, ADEME.*
- ADEME, 2013. Les chiffres clés du bâtiment. *Rapport, ADEME.*
- ADEME, 2015. Chiffre clés Climat Air Energie 2015. *Rapport, ADEME.*
- ADEME, 2016. Coûts des énergies renouvelables en France. *Rapport, ADEME.*
- Alanne, K. & Saari, A., 2003. Sustainable small-scale CHP technologies for buildings: the basis for multi-perspective decision-making. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, Volume 8, pp. 401-431.
- Andlauer, B., 2011. Optimisation systémique de micro-cogénérateurs intégrés au bâtiment. *Thèse de doctorat, Mines ParisTech.*
- Arndt, U. et al., 2007. Experimental Investigation of Residential Cogeneration Devices and Calibration of Annex 42 Models. *Rapport, IEA.*
- ATEE Club Cogénération, 2015. Etat des lieux et contextes socio économique et réglementaire de la cogénération gaz, biogaz et biomasse en France. *Acte de conférence, Forum ENR - Conférence sur la cogénération.*
- Baetens, R. et al., 2015. Openideas - an open framework for integrated district energy simulations. *Building Simulation 2017, Hyderabad.*
- Baetens, R. et al., 2012. Assessing electrical bottlenecks at feeder level for residential net zero-energy buildings by integrated system simulation. *Applied Energy*, Volume 96, pp. 74-83.
- Beausoleil-Morrison, I., 2008. An Experimental and Simulation-Based Investigation of the Performance of Small-Scale Fuel Cell and Combustion-Based Cogeneration Devices Serving Residential Buildings. *Rapport, Government of Canada, IEA.*
- Beausoleil-Morrison, I. & Ferguson, A., 2007. Inter-model Comparative Testing and Empirical Validation of Annex 42 Models for Residential Cogeneration Devices. *Rapport, IEA.*
- Beausoleil-Morrison, I. et al., 2007. Specifications for Modelling Fuel Cell and Combustion-Based Residential Cogeneration Devices within Whole-Building Simulation Programs. *Rapport, IEA.*

- Beausoleil-Morrison, I. & Lombardi, K., 2008. The calibration of a model for simulating the thermal and electrical performance of a 2.8 kW AC solid-oxide fuel cell micro-cogeneration device. *Journal of Power Sources*, Volume 186, pp. 67-79.
- Berthou, T. et al., 2015. Smart-E : A Tool for Energy Demand Simulation and Optimization at the Urban Scale. *Proceedings of Building Simulation 2015*.
- Bianchi, M., De Pascale, A. & Spina, P. R., 2011. Guidelines for residential micro-CHP systems design. *Applied Energy*, Volume 97, pp. 673-685.
- Bihouix, P., 2014. L'âge des Low-Techs. *Livre, 1ère édition, Editions Seuil*.
- Blervaque, H., 2014. Règles de modélisation des systèmes énergétiques dans les bâtiments basse consommation. *Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris*.
- Boudellal, M., 2013. Cogénération et micro-cogénération : Solutions pour améliorer l'efficacité énergétique. *Livre, 2ème édition, Dunod - L'Usine Nouvelle*.
- Bouvenot, J.-B., 2015. Etudes par voies expérimentales et numériques de solutions de micro cogénération couplés aux bâtiments d'habitation. *Thèse de doctorat, INSA Strasbourg*.
- Bouvenot, J.-B. et al., 2014. Gas Stirling engine micro CHP boiler experimental data driven model for building energy simulation. *Energy and Buildings*, Volume 84, pp. 117-131.
- Bouvenot, J.-B. et al., 2014. Dynamic model based on experimental investigations of a wood pellet steam engine micro CHP for building energy simulation. *Applied Thermal Engineering*, Volume 73, pp. 1041-1054.
- Bouvier, J.-L. et al., 2016. Experimental study of a micro combined heat and power system with a solar parabolic trough collector coupled to a steam Rankine expander. *Solar Energy*, Volume 134, pp. 180-192.
- Carl, M., Djilali, N. & Beausoleil-Morrison, I., 2009. Improved modelling of the fuel cell power module within a system-level model for solid-oxide fuel cell cogeneration systems. *Journal of Power Sources*, Volume 195, pp. 2283-2290.
- Clarke, J., 2001. Energy simulation in building design. *Livre, 1ère édition, Butterworth Heinemann*.
- CODE2 European Project, 2014. Final Cogeneration Roadmap non pilot Member State: France - CODE2 - Cogeneration observatory and Dissemination Europe. *Rapport*.
- COGEN Europe & Delta EE, 2013. Fuel Cells: Technology Update & Market Outlook. *Présentation à COGEN Europe Annual Conference*.

Dorer, V. & Weber, A., 2007. Methodologies for the Performance Assessment of Residential Cogeneration Systems. *Rapport, IEA*.

Dorer, V. & Weber, A., 2008. Energy and CO₂ emissions performance assessment of residential micro-cogeneration systems with dynamic whole-building simulation programs. *Energy Conversion and Management*, Volume 50, pp. 648-657.

Dorer, V. & Weber, A., 2008. Performance Assessment of Residential Cogeneration Systems in Switzerland. *Rapport, IEA*.

Entchev, E. & Tzscheuschler, P., 2014. Integration of Microgeneration and Related Technologies in Building - Final Report of Annex 54. *Rapport, Technische Universität München, Germany*.

ENTSO-E, 2016. *Viability of the energy mix*. [En ligne]
Available at: <http://tyndp.entsoe.eu/insight-reports/energy-mix/>
[Accès le 09 2017].

Fizaine, F., 2014. Analyses de la disponibilité économique des métaux rares dans le cadre de la transition énergétique. *Thèse de doctorat, Université de Bourgogne, Dijon*.

GIEC, 2014. CHANGEMENTS CLIMATIQUES 2013 - Contribution du Groupe de travail I au cinquième rapport d'évaluation du GIEC. *Rapport, IPCC*.

Hawkes, A. D., Brett, D. J. L. & Brandon, N. P., 2009. Fuel cell micro-CHP techno-economics: Part 1 – model concept and formulation. *International Journal of Hydrogen Energy*, Volume 34, pp. 9545-9557.

Hawkes, A. D., Brett, D. J. L. & Brandon, N. P., 2009. Fuel cell micro-CHP techno-economics: Part 2 – Model application to consider the economic and environmental impact of stack degradation. *International Journal of Hydrogen Energy*, Volume 34, pp. 9558-9569.

Hawkes, A. & Leach, M., 2004. Impacts of temporal precision in optimisation modelling of micro-Combined Heat and Power. *Energy*, 30(10), p. 1759.

Herant, P., 2007. Etat actuel du parc immobilier français. *Colloque national ADEME-CNISF*.

Herden, H. S. & Khalifa, H. E., 2012. Energy and environmental assessment of on-site power and cooling for data centers. *HVAC&R Research*, Volume 18, pp. 51-66.

Houwing, M., 2010. Smart Heat and Power Utilizing the Flexibility of Micro Cogeneration. *Thèse de doctorat, Next Generation Infrastructures Foundation, Delft*.

Huber, M., Dimkova, D. & Hamacher, T., 2014. Integration of wind and solar power in Europe: Assessment of flexibility requirements. *Energy*, Volume 69, pp. 236-246.

IEA, 2016. Key World Energy Statistics. *Rapport, IEA*.

Jancovici, J.-M., 2006. *Hydroélectricité tout beau tout bon tout propre*. [En ligne]
Available at: <https://jancovici.com/transition-energetique/renouvelables/lhydroelectricite-tout-beau-tout-bon-tout-propre/>
[Accès le 09 2017].

Jancovici, J.-M., 2015. *Dormez tranquilles jusqu'en 2100*. Livre, Odile Jacob, Paris.

Johnson, G. et al., 2012. The calibration and validation of a model for simulating the thermal and electrical performance of a 1 kWAC proton-exchange membrane fuel-cell micro-cogeneration device. *Journal of Power Sources*, Volume 221, pp. 435-446.

Jorissen, F., Wetter, M. & Helsen, L., 2015. Simulation Speed Analysis and Improvements of Modelica Models for Building Energy Simulation. *Proceedings of the 11th International Modelica Conference, Versailles, France*.

Kazempoor, P., Dorer, V. & Ommi, F., 2009. Evaluation of H₂ and CH₄ fuelled SOFC systems for residential applications: system design alternative and parameter study. *International Journal of Hydrogen Energy*, Volume 34, pp. 8630-8644.

Kazempoor, P., Dorer, V. & Ommi, F., 2010. Modelling and Performance Evaluation of Solid Oxyde Fuel Cell for Building Integrated Co and Polygeneration. *Fuel Cells*, Volume 6, pp. 1074-1094.

Kazempoor, P., Dorer, V. & Weber, A., 2010. Modelling and evaluation of building integrated SOFC systems. *International Journal of Hydrogen Energy*, Volume 36, pp. 13241-13249.

Kelly, J., Clarke, J. A., Ferguson, A. & Burt, G., 2008. Developing and testing a generic micro-combined heat and power model for simulations of dwellings and highly distributed power systems. *Proceedings of IMechE 2008 - Journal of Power and Energy*, Volume 222, pp. 685 - 695.

Knight, I. & Beausoleil-Morrison, I., 2005. Residential Cogeneration Systems: A Review of The Current Technologies. *Rapport, IEA*.

Knight, I. & Ugursal, I., 2005. Residential Cogeneration Systems: A Review of The Current Technologies. *Rapport, IEA*.

Milin, P., 2014. Panorama micro et mini-cogénération. *Rapport interne, GDF SUEZ CRIGEN*.

Ministère de l'écologie, du développement durable et de l'énergie, 2015. Stratégie Nationale Bas Carbone. *Feuille de route*.

Moradi, M. H., Hajinazari, M., Jamasb, S. & Paripour, M., 2013. An energy management system (EMS) strategy for combined heat and power (CHP) systems based on a hybrid optimization method employing fuzzy programming. *Energy*, Volume 49, pp. 86-101.

Müller, D. et al., 2016. AixLib - An Open-Source Modelica Library within the IEA-EBC Annex 60 Framework. *BauSIM 2016*, pp. 3-9.

Nations Unies, 1997. *Protocole de Kyoto à la convention-cadre des Nations Unies sur les changements climatiques*. [En ligne]

Available at:

http://unfccc.int/files/cooperation_and_support/cooperation_with_international_organizations/application/pdf/kpfrench.pdf

[Accès le 09 2017].

Nations Unies, 2015. *United Nations Framework Convention for Climate Change - Adoption de l'Accord de Paris*. [En ligne]

Available at: <http://unfccc.int/resource/docs/2015/cop21/fre/109r01f.pdf>

[Accès le 09 2017].

NegaWatt, 2015. Manifeste NegaWatt - En route pour la transition énergétiques. *Livre, mise à jour 2015, Actes Sud/Association négaWatt*.

Onovwiona, H. & Ugursal, V., 2004. Residential cogeneration systems: review of the current technology. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, Volume 10, pp. 389-431.

Peacock, A. D. & Newborough, M., 2005. Impact of micro-combined heat-and-power systems on energy flows in the UK electricity supply industry. *Energy*, Volume 31, pp. 1804-1818.

Pielke, M. & Kurrat, M., 2008. Integration of combined heat and power micro units into the low voltage network by using a grid oriented operation mode. *SmartGrids for Distribution 2008. IET-CIRED. CIRED Seminar, Frankfurt*.

Pilavachi, P. A., 2002. Mini- and micro-gas turbines for combined heat and power. *Applied Thermal Engineering*, Volume 22, pp. 2003-2014.

Plessis, G., Kaemmerlen, A. & Lindsay, A., 2014. BuildSysPro: a Modelica library for modelling buildings and energy systems. *Lund*.

Possidente, R., Roselli, C., Sasso, M. & Sibilio, S., 2006. Experimental analysis of micro-cogeneration units based on reciprocating internal combustion engine. *Energy and Buildings*, Volume 38, pp. 1417-1422.

Quoilin, S., Declaye, S., Tchanche, B. F. & Lemort, V., 2011. Thermo-Economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Thermal Engineering*, 31(14-15), pp. 2885-2893.

Quoilin, S. et al., 2014. ThermoCycle: A Modelica library for the simulation of thermodynamic systems. *Proceedings of the 10th International Modelica Conference 2014*.

Quoilin, S. et al., 2013. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 22, pp. 168-186.

Ren, H., Gao, W. & Ruan, Y., 2007. Optimal Sizing for residential CHP system. *Applied Thermal Engineering*, Issue 28, pp. 514-523.

Riederer, P. & Marchio, D., 2000. *Building zone modelling adapted to the study of temperature control systems*. Dublin, Ireland, ASHRAE/CIBSE 2000.

Rivalin, L., 2016. *Vers une démarche de garantie des consommations énergétiques dans les bâtiments neufs : Méthodes d'évaluation des incertitudes associées à la simulation thermique dynamique dans le processus de conception et de réalisation*. Paris: PSL Research University - Mines ParisTech.

Rosato, A., Sibilio, S. & Michelangelo, S., 2013. Dynamic performance assessment of a residential building-integrated cogeneration system under different boundary conditions. Part II: Environmental and economic analyses. *Energy Conversion and Management*, Volume 79, pp. 749-770.

Roselli, C., Sasso, M., Sibilio, S. & Tzscheutschler, P., 2010. Experimental analysis of microcogenerators based on different prime movers. *Energy and Buildings*, Volume 43, pp. 796-804.

Roux, C., 2016. Analyse de cycle de vie conséquentielle appliquée aux ensembles bâtis. *Thèse de doctorat, Université PSL - Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris*.

RTE, 2016. Bilan prévisionnel de l'équilibre offre-demande d'électricité en France.

RTE, 2016. *ECO2MIX*. [En ligne]

Available at: <http://www.rte-france.com/fr/eco2mix/eco2mix>
[Accès le 09 2017].

RTE, 2017. Panorama de l'électricité renouvelable au 31 mars 2017. *Rapport, RTE*.

RTE, 2017. Synthèse Presse - Bilan électrique 2016.

Rüdiger, F. & Hansjürg, W., 2014. Flexible modeling of electrical power systems - the Modelica PowerSystems library. *Proceedings of the 10th International ModelicaConference*, pp. 515-522.

Schill, W.-P., 2014. Residual load, renewable surplus generation and storage requirements in Germany. *Energy Policy*, Volume 73, pp. 65-79.

Staffell, I., 2009. Fuel Cells for Domestic Heat and Power: Are They Worth It?. *Thèse de doctorat, University of Birmingham*.

Staffell, I., 2015. Zero carbon infinite COP heat from fuel cell CHP. *Applied Energy*, Volume 147, pp. 373-385.

Staffell, I. et al., 2009. UK microgeneration. Part II: technology overviews. *Proceedings of the Institute of Civil Engineers: Energy*.

Tapia-Ahumada, K., Pérez-Arriaga, I. J. & Moniz, E. J., 2013. A methodology for understanding the impacts of large-scale penetration of micro-combined heat and power. *Energy Policy*, Volume 61, pp. 496-512.

Thiers, S., Aoun, B. & Peuportier, B., 2010. Experimental characterization, modelling and simulation of a wood pellet micro-combined heat and power unit used as a heat source for a residential building. *Energy and Buildings*, Volume 42, pp. 896-903.

Union Européenne, 2012. Directive 2012/27/UE du Parlement européen et du Conseil du 25 octobre 2012 relative à l'efficacité énergétique. 10.

Voorspools, K. & D'haeseleer, W., 2001. Mini- en micro- WKK Rapport - TME/WDh/01-01.2/FIN. *Rapport, CO2 Project - Electrabel - SPE*.

Voorspools, K. & D'haeseleer, W., 2002. The evaluation of small cogeneration for residential heating. *International Journal of Energy Research*, Volume 26, pp. 1175-1190.

Voorspools, K. & D'haeseleer, W., 2006. Reinventing hot water? Towards optimal sizing and management of cogeneration: A case study for Belgium.. *Applied Thermal Engineering*, Volume 26, pp. 1972-1981.

Voorspools, K., Voets, P. & D'haeseleer, W., 2001. Small scale decentralised electricity generation and the interaction with the central power system. *Power Generation and Sustainable Development International Conference, Liège*.

Vorger, 2014. Study of the influence of the inhabitants behavior on the energy performance of buildings. *Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris*.

Vuillecard, C. et al., 2011. Small scale impact of gas technologies on electric load management - micro CHP and hybrid heat pump. *Energy*, Volume 36, pp. 2912-2923.

Wetter, M. et al., 2015. An international collaboration to develop a free open-source model library for buildings and community energy systems. *14th IBPSA Conference, Hyderabad, Inde*.

Wetter, M. & Haugstetter, C., 2006. Modelica vs TRNSYS - A comparison between an equation-based and a procedural modeling language for building energy simulation. *Proc. of the 2nd SimBuild Conference*.

Wetter, M., Zuo, W., Nouidui, T. S. & Pang, W., 2014. Modelica Buildings Library. *Journal of Building Performance Simulation*, Volume 7.

Wilke, U., 2013. Probabilistic Bottom-up Modelling of Occupancy and Activities to Predict Electricity Demand in Residential Buildings. *Thèse de doctorat, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Suisse.*

Wille-Hausmann, B., Erge, T. & Wittwer, C., 2010. Decentralised optimisation of Cogeneration in virtual power plants. *Solar Energy*, 84(4), pp. 604-611.

Wimmer, R. et al., 2015. Implementation of advanced BIM-based mapping rules for automated conversions to Modelica. *14-th IBPSA Conference, Hyberabad, Inde.*

CHAPITRE 2

Etude de l'adaptation des micro-cogénérateurs aux bâtiments : apports et limites d'un outil simplifié

Résumé

Ce chapitre pose les quatre principales questions traitées dans la thèse en vue d'améliorer l'intégration des micro-cogénérateurs aux bâtiments :

- Le dimensionnement et le choix de la technologie appropriée de cogénération.
- L'impact des besoins thermiques et électriques du bâtiment.
- Le dimensionnement du stockage thermique.
- Le choix du schéma hydraulique et de la régulation.

On répond à ces questions avec deux outils, dont le premier est présenté dans ce chapitre :

- Un outil simplifié (modélisation quasi-statique) est créé afin de dégager qualitativement des réponses aux questions posées. Il utilise des profils types de besoins électriques et thermiques au pas de temps horaire et un jeu d'hypothèses économiques, énergétiques et environnementales. Les résultats sont exprimés sous la forme d'indicateurs clés tels que l'économie d'énergie primaire, les gains d'émissions de gaz à effet de serre et le coût global. D'autres comme l'autoconsommation, l'autoproduction électrique ou bien le taux de couverture thermique caractérisent la couverture et la concomitance de la production de la micro-cogénération par rapport aux besoins thermiques et électriques du bâtiment. La principale limite de l'outil simplifié est qu'il ne peut pas traiter la quatrième question en l'absence d'une représentation fine du fonctionnement de l'installation et des cogénérateurs. Il ne permet pas de tenir compte des dégradations de performance liées aux conditions de fonctionnement, pertes thermiques ou régulation imparfaite.
- Puis, on développe une plateforme de modélisation détaillée, décrite et validée dans le chapitre 4 ; on évaluera les performances des cogénérateurs intégrés aux bâtiments avec un niveau de détail plus fidèle au fonctionnement réel des installations dans le chapitre 5.

Dans le présent chapitre, on distingue l'approche d'adaptation par l'offre (quel bâtiment pour un cogénérateur ?) et celle par la demande (quel cogénérateur pour un bâtiment ?). On souhaite, dans cette thèse, apporter des outils compatibles avec les deux approches. On remarquera que les travaux de la littérature se sont concentrés sur l'approche par l'offre.

Enfin, le chapitre présente des résultats illustrant l'utilisation de l'outil simplifié pour répondre aux questions 1 à 3 de la thèse selon les deux approches d'adaptation.

Table des matières

Résumé.....	75
Table des matières.....	76
Table des figures.....	77
Table des tableaux.....	78
1 Problématique, objectifs et introduction aux cas d'étude.....	79
1.1 Problématique et objectifs.....	79
1.1.1 Dimensionnement et choix de la technologie de micro-cogénération.....	79
1.1.2 Stockage d'énergie.....	82
1.1.3 Schéma d'installation et régulation.....	82
1.2 Méthode et études de cas réalisées pendant la thèse.....	83
1.2.1 Une démarche menée en deux parties.....	83
1.2.2 Sélection et présentation des études de cas avec l'outil simplifié.....	84
1.2.3 Sélection et présentation des études de cas avec l'outil de simulation détaillé.....	84
2 Outil simplifié pour l'intégration des micro-cogénérations dans les bâtiments résidentiels et tertiaires.....	86
2.1 Description de l'outil simplifié.....	86
2.1.1 Modélisation des besoins.....	86
2.1.2 Modélisation de la production de chaleur.....	89
2.1.3 Hypothèses économiques, énergétiques et environnementales.....	91
2.2 Indicateurs calculés.....	98
2.2.1 Système de référence.....	98
2.2.2 Coût global.....	98
2.2.3 Economies d'énergie primaire.....	99
2.2.4 Import et export d'électricité.....	100
2.2.5 Couverture thermique.....	100
2.3 Résultats.....	100
2.3.1 Sélection d'un micro-cogénérateur pour un bâtiment donné : quelle technologie et quel dimensionnement ?.....	100
2.3.2 Influence du stockage thermique.....	107
2.3.3 Influence des besoins thermiques et électriques.....	109
2.3.4 Influence des impacts énergétiques et environnementaux de l'électricité de réseau.....	113
2.3.5 Discussion.....	114
3 Conclusion du chapitre.....	116
4 Bibliographie.....	117

Table des figures

Figure 2.1 : Divers paramètres influençant le besoin thermique modifient simultanément le ratio E/C et/ou les besoins électriques	81
Figure 2.2 : Études de cas réalisées durant la thèse : bâtiments, cogénérateurs et problématiques d'intégrations traités, les cases encadrées correspondent aux cas traités par modèle détaillé dans le chapitre 5.....	84
Figure 2.3 : Coefficients utilisés pour le calcul des profils de besoins thermiques résidentiels, approche simplifiée	87
Figure 2.4 : Monotone des besoins thermiques pour les immeubles de logement collectif et de tertiaire de bureaux	87
Figure 2.5 : Exemple de profil de consommation électrique d'un logement.....	88
Figure 2.6 : Profil de consommation par m ² « autres usages » de l'électricité en immeuble de bureaux.....	89
Figure 2.7 : Rendement de la chaudière à condensation, source : règlement 813/2013 relatifs aux Certificats d'Economie d'Énergie	90
Figure 2.8 : Coûts d'investissement pour chaque technologie	94
Figure 2.9 : Coûts de maintenance pour chaque technologie	95
Figure 2.10 : Bilan des facteurs d'émissions de l'électricité calculés par les différentes méthodes appliquées au cas du réseau français, source : (Bouvenot, 2015).....	97
Figure 2.11 : Coûts globaux sur 15 ans des différentes micro-cogénérations dans un immeuble résidentiel collectif de 28 logements modérément isolés.....	101
Figure 2.12 : Ecart relatif des coûts globaux à horizon 15 ans entre les technologies et dimensionnements possibles pour un immeuble résidentiel de 28 logements modérément isolé	102
Figure 2.13 : Taux de couverture thermique	103
Figure 2.14 : Production électrique cogénérée	103
Figure 2.15 : Monotones des besoins thermiques du bâtiment et des productions thermiques des cogénérateurs MCI entre 5 et 15 kW _{el}	104
Figure 2.16 : Economies d'énergie primaire.....	105
Figure 2.17 : Taux d'autoproduction électrique.....	105
Figure 2.18 : Taux d'autoconsommation électrique	106
Figure 2.19 : Taux de couverture électrique	106
Figure 2.20 : Emissions de CO ₂ annuelles (contenu CO ₂ de l'électricité déplacée : 500 gCO ₂ /kWh)	107
Figure 2.21 : Impact du stockage thermique sur le coût global.....	108
Figure 2.22 : Impact du stockage thermique sur la production électrique	108
Figure 2.23 : Impact du stockage thermique sur la couverture thermique de la cogénération.....	109
Figure 2.24 : Monotones des besoins thermiques du bâtiment et des productions thermiques d'un cogénérateur MCI de 15 kW _{el} selon la capacité du stockage thermique.....	109
Figure 2.25 : Couverture thermique de la cogénération selon le besoin thermique	110
Figure 2.26 : Ecart relatif en coût global entre une solution de cogénération et la référence selon les besoins thermiques et électriques	111

Figure 2.27 : Taux d'autoproduction selon les besoins thermiques et électriques.....111
Figure 2.28 : Economies d'énergie primaire relatives selon les besoins thermiques et électriques
..... 112
Figure 2.29 : Sensibilité des gains d'émissions CO₂ selon le facteur d'émission de CO₂ de l'électricité
de réseau..... 113
Figure 2.30 : Sensibilité des économies d'énergie primaire selon le facteur énergie primaire de
l'électricité de réseau 113

Table des tableaux

Tableau 2.1 : Rendement global de chaque technologie..... 89
Tableau 2.2 : Seuil minimal d'activation (ou de modulation) pour chaque technologie..... 90
Tableau 2.3 : Tarif des énergies utilisés pour les calculs économiques..... 92
Tableau 2.4 : Mécanismes de soutien à la cogénération en fonction des puissances de 2015 à 2018
(source : DGEC)..... 92
Tableau 2.5 : Energie grise des différentes technologies de micro-cogénération et chaudière..... 99
Tableau 2.6 : Avantages et inconvénients selon la puissance de cogénération installée..... 114

1 Problématique, objectifs et introduction aux cas d'étude

1.1 Problématique et objectifs

Ce chapitre a pour objet de dégager qualitativement les enjeux de l'intégration des micro-cogénérations au sein des bâtiments résidentiels et tertiaires à partir d'une approche de modélisation simplifiée. La cogénération classique (de puissance supérieure à 250 kW_{el}) se retrouve généralement au sein de process industriels ou de réseaux de chaleur dont les besoins thermiques sont très importants. Elle est généralement dimensionnée pour fonctionner en base c'est-à-dire couvrir un talon de besoins thermiques et produire de manière ininterrompue durant l'hiver. Au contraire, la micro-cogénération peut couvrir des besoins thermiques intermittents dans des bâtiments résidentiels et tertiaires et représenter une part plus ou moins importante de la production thermique totale du site. De plus, de nouvelles technologies arrivent aujourd'hui à un stade de maturité permettant leur mise sur le marché. L'intégration de la micro-cogénération aux bâtiments représente donc un défi soulevant les questions suivantes :

- Quelle technologie de micro-cogénération adopter ?
- Comment dimensionner le micro-cogénérateur ?
- Comment piloter les installations ?
- Quels stockages d'énergie faut-il intégrer ?
- Quels sont les bâtiments les plus favorables selon leur type, taille, performance, usages ?
- Quel mode de valorisation économique de l'électricité préférer ?
- Quels indicateurs énergétiques, économiques, environnementaux et techniques optimiser en priorité ?

Devant la diversité des technologies de micro-cogénération, des bâtiments, des usages, des moyens de stockage, des tarifs de l'énergie et des modalités d'intégration technique possibles, il est délicat de répondre simultanément aux questions précédentes en raison des nombreuses interactions entre elles. Idéalement, la modélisation et la simulation détaillée de l'ensemble des situations possibles au travers d'un vaste plan d'expériences apporterait les réponses recherchées. Cependant, le temps nécessaire à la modélisation et les coûts de calcul rendent difficile la réalisation d'une étude paramétrique systématique de tous les cas d'application si l'on souhaite modéliser chaque aspect de manière détaillée. C'est pourquoi nous développons dans la deuxième partie de ce chapitre un outil simplifié capable de donner les grandes tendances technico-économiques.

Les questions précédentes peuvent être regroupées sous la forme de **4 objectifs présentés dans les sous-parties suivantes**.

1.1.1 Dimensionnement et choix de la technologie de micro-cogénération

Les deux premiers objectifs consistent à identifier les meilleurs « couples » micro-cogénérateurs / bâtiments. Ils cachent une complexité sous-jacente car :

- Le micro-cogénérateur est caractérisé par sa technologie et par ses puissances nominales (électrique et thermique).
- Le bâtiment est caractérisé par sa superficie, la performance de son enveloppe et son activité (bureaux, logements, hôpital...) qui détermine les usages et les besoins électriques et thermiques en énergie et puissance.

L'approche traditionnelle de la littérature scientifique, développée au cours de l'Annexe 42 (Beausoleil-Morrison, 2008) puis 54 (Entchev & Tzscheutschler, 2014) de l'AIE est une **approche par l'offre technologique**. Elle repose sur l'évaluation par simulation d'un ou plusieurs micro-cogénérateur(s) ayant fait l'objet d'une campagne expérimentale puis d'une modélisation détaillée. Le modèle numérique calibré du (des) micro-cogénérateur(s) est soumis à des besoins thermiques et électriques représentatifs d'un bâtiment de géométrie et d'usages donnés dont on fait généralement varier les besoins thermiques et électriques annuels pour analyse de sensibilité. Les résultats apportés par ce type de simulation sont divers : comparaison de cogénérateurs, comparaison du comportement du cogénérateur selon le besoin thermique du bâtiment, quantification des interactions avec le réseau électrique, comparaison de moyens de stockage thermique/électrique, quantification des gains en énergie primaire, calculs de rentabilité économique. Diverses questions d'ordre méthodologique sur la modélisation sont aussi fréquemment explorées dans cette littérature : échantillonnage temporel des profils électriques, niveau de modélisation...

Dans les travaux scientifiques liées à l'Annexe 42, plusieurs méthodes sont utilisées pour étudier la sensibilité du bilan technico-économique de la micro-cogénération aux besoins thermiques et électriques d'un bâtiment. On illustre sur la Figure 2.1 trois méthodes, de gauche à droite :

- Varier le nombre de logements : on peut considérer que les besoins thermiques et électriques varient proportionnellement au nombre de logements, le ratio¹ E/C reste constant.
- Varier l'isolation ou le climat : le besoin électrique ne change pas, le besoin thermique augmente quand l'isolation diminue et avec des climats plus froids. Le ratio E/C varie donc de manière non linéaire.
- Varier la surface des logements (à nombre d'occupants constant) : dans ce cas le besoin thermique, le besoin électrique et le ratio E/C changent tous en même temps. L'électricité spécifique consommée dépend en partie de la surface du logement à cause de l'éclairage.

Premièrement, pour réaliser une analyse de sensibilité, il est préférable de faire varier le moins possible de paramètres simultanément. La dernière approche est de ce point de vue la moins intéressante.

¹ Le ratio E/C ou Électricité/Chaleur est utilisé depuis longtemps comme élément comparatif pour la cogénération. On confronte le rapport de puissances du cogénérateur au rapport des besoins électriques et thermiques du bâtiment avec "l'intuition" que plus ces valeurs sont proches, meilleure est l'adaptation du cogénérateur au bâtiment.

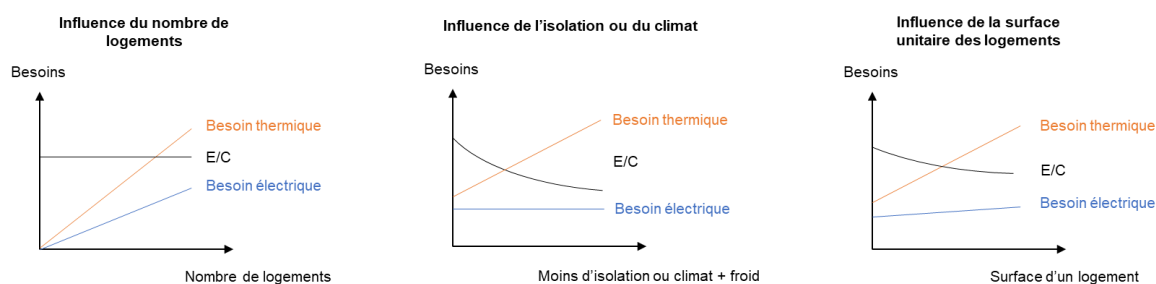


Figure 2.1 : Divers paramètres influençant le besoin thermique modifient simultanément le ratio E/C et/ou les besoins électriques

Deuxièmement, lorsque la performance de l'enveloppe ou les conditions météorologiques changent, on déforme aussi les profils d'appel de puissance. Dans les logements par exemple, la part des besoins thermiques en eau chaude sanitaire devient plus importante lorsque le besoin de chauffage diminue, or ces deux demandes thermiques ont des caractéristiques temporelles différentes. Dès lors, il devient difficile de distinguer les effets liés à la modification du besoin thermique (en énergie) de ceux liés à la modification des profils d'appels (en puissance) car certains indicateurs clés tels que le taux de couverture des besoins thermiques par la cogénération sont sensibles à l'énergie et à la puissance.

Enfin, l'approche par l'offre est limitée en pratique par l'existence de cogénérateurs de diverses technologies pour plusieurs puissances nominales et *in fine* la disponibilité des études expérimentales permettant la calibration du modèle numérique. Même les études en simulation qui intègrent plusieurs cogénérateurs existants de plusieurs technologies et puissances (Dorer & Weber, 2008) (Dorer, et al., 2005) et (Bianchi, et al., 2014) ne peuvent en définitive pas comparer directement les cogénérateurs étudiés et encore moins généraliser leurs conclusions car ils n'ont pas de caractéristiques communes (ratio E/C et/ou puissance nominale).

Pour résumer, l'approche par l'offre est adaptée au ciblage d'un marché par des fabricants de micro-cogénération disposant d'une connaissance approfondie de leur produit et se demandant : « quels bâtiments sont adaptés à mon cogénérateur ? ». En revanche, elle ne permet pas de dimensionner et de choisir la technologie optimale pour un bâtiment donné comme le souhaiterait une maîtrise d'œuvre technique car on ne dispose pas d'une vue d'ensemble des technologies et des puissances ; il s'agirait là d'une **approche par la demande**. Le verrou scientifique pour parvenir à mettre en œuvre l'approche par la demande est la disponibilité de modèles génériques de cogénérateurs pour plusieurs technologies et toute une gamme de puissance. Nous développerons ce type de modèle au chapitre 4.

Avec l'outil simplifié, nous apporterons des éléments de réponses à deux premières questions synthétisant la réflexion menée jusqu'ici :



Quel est le dimensionnement adéquat ? (c.-à-d. : *ratio entre puissance thermique du cogénérateur et besoin thermique maximal du bâtiment*).



Quel est l'effet du ratio E/C du bâtiment et de celui de la cogénération ?

1.1.2 Stockage d'énergie

Le troisième objectif est de dimensionner au mieux les stockages d'énergie couplés à la micro-cogénération. Les coûts spécifiques (€/kW) des micro-cogénérations étant élevés, on tente généralement de limiter la puissance installée tout en maximisant la production annuelle d'énergie assurée par le cogénérateur ; c'est le rôle du stockage d'énergie. Ce dernier sert, lorsque le besoin est inférieur à la puissance du cogénérateur, à prolonger le temps de fonctionnement de la cogénération. Lorsque le besoin est supérieur, il libère l'énergie stockée afin de disposer d'une puissance temporairement plus importante. Cela limite le recours à un moyen de production d'appoint : un brûleur auxiliaire pour les besoins thermiques et le réseau national pour les énergies électriques. Il peut aussi exister une incitation tarifaire à différer les périodes de fonctionnement du micro-cogénérateur ; c'est généralement le cas de l'électricité. L'utilisation d'un moyen de stockage permet de bénéficier de flexibilité pour anticiper ou retarder les cycles d'allumage.

Il peut s'agir de stockage d'énergie thermique ou électrique. Dans les installations de micro-cogénération, le stockage thermique est aujourd'hui beaucoup plus répandu que le stockage électrique, cela s'explique notamment par les coûts respectifs des deux types de stockages mais surtout en raison de la contrainte thermique, beaucoup plus forte que la contrainte électrique dans le bâtiment. En effet, toute production thermique du micro-cogénérateur doit être consommée sur place². En revanche, il est aisé d'exporter l'électricité non consommée localement vers le réseau électrique auquel la grande majorité des bâtiments sont raccordés.

Selon les technologies, le stockage engendre des pertes d'énergie lors des phases de charge et décharge ainsi que des pertes dites *calendaires* qui correspondent à une fuite progressive de l'énergie stockée. Les questions posées par le stockage d'énergie sont les suivantes :



Quel est l'impact du stockage d'énergie thermique et électrique dans une installation de micro-cogénération selon le micro-cogénérateur et le bâtiment considérés ? Quel est son dimensionnement idéal ?

1.1.3 Schéma d'installation et régulation


Le quatrième objectif est de choisir le schéma d'installation (aussi appelé configuration hydraulique) et la régulation associée la mieux adaptée au micro-cogénérateur et au bâtiment. En effet, la micro-cogénération pose des contraintes d'intégration hydraulique à l'instar des autres générateurs de chaleur sur boucle d'eau (chaudières, pompes à chaleur, ...). Il faut prendre en compte les niveaux de températures départ/retour, l'adéquation des débits entre les générateurs et

² A de rares exceptions près dans lesquelles le bâtiment équipé du micro-cogénérateur est raccordé à un réseau de chaleur pour exporter l'excès de chaleur. La faisabilité dépend des niveaux de température respectifs du cogénérateur et du réseau. Il est aussi possible de rejeter la chaleur vers l'extérieur au moyen d'un aérotherme par exemple. Ces deux options sont cependant peu intéressantes d'un point de vue économique (coût d'investissement supplémentaire) et d'un point de vue énergétique (gaspillage d'énergie dans le cas du rejet de chaleur).

le circuit de distribution ainsi que la sensibilité aux cycles marche/arrêt pour différentes technologies de micro-cogénération. La coordination du cogénérateur avec l'appoint et le stockage thermique doit se faire en bonne intelligence pour maximiser le potentiel de production du micro-cogénérateur.

Ces contraintes influencent les choix de conception de la production, distribution et émission de chaleur dans le bâtiment, que ce soit pour l'eau chaude sanitaire ou le chauffage. Les constructeurs proposent en général des schémas « type » pour les produits qu'ils vendent mais il existe presque autant de solutions que de constructeurs et on ne connaît pas leurs avantages et inconvénients respectifs. La littérature scientifique s'est rarement intéressée à la comparaison des configurations hydrauliques. (Tzscheutschler, 2013) a fait la comparaison de deux tests in-situ de moteurs Stirling avec deux configurations hydrauliques différentes. Toutefois, les bâtiments étant différents, les résultats ne sont pas généralisables. (Thiers, 2008) et (Bouvenot, 2015) suggèrent que les configurations hydrauliques peuvent avoir un impact significatif sur le bilan technico-économique de la micro-cogénération mais ne donnent pas de résultats.

De plus, l'absence de schémathèque lisible pour les professionnels du bâtiment constitue un frein au déploiement de la micro-cogénération. Une mauvaise intégration hydraulique peut entraîner une dégradation des performances saisonnières et une faible couverture des besoins par la cogénération, source de contre-références. Les questions soulevées pour répondre à l'objectif de cette partie sont résumées ci-dessous :

-  Quelles sont les bonnes solutions d'intégration hydraulique des micro-cogénérateurs ?
- Quelle importance cela revêt-il en comparaison des choix du stockage d'énergie et du micro-cogénérateur ?

1.2 Méthode et études de cas réalisées pendant la thèse

1.2.1 Une démarche menée en deux parties

La démarche choisie pour répondre aux quatre objectifs est divisée en deux parties.





- Premièrement, le recours à un outil simplifié dans le présent chapitre (partie 2), permet l'évaluation de **nombreuses combinaisons** de micro-cogénérateurs (technologie/puissance), bâtiments et volumes de stockage. Les tendances ainsi dégagées permettent d'identifier les choix et paramètres les plus influents selon les indicateurs énergétiques, économiques et environnementaux retenus. La tendance qualitative des résultats est privilégiée sur leur valeur quantitative.
- Deuxièmement, une analyse en simulation énergétique dynamique est conduite dans le chapitre 5 à l'aide de la plateforme de modélisation Modelica présentée au chapitre 4. Elle ne porte que sur **quelques cas**. Les questions de régulation et du schéma d'installation hydraulique n'étant pas représentables dans l'outil simplifié, on s'appuie sur la modélisation détaillée pour comparer des choix de conception des installations.


1.2.2 Sélection et présentation des études de cas avec l'outil simplifié

L'outil simplifié permet à moindre coût (de calcul et de paramétrage) d'étudier une forte diversité de couplage de cogénérateurs et de bâtiments. La représentation simplifiée des besoins thermiques et électriques à l'aide de profils nous a permis de mener de nombreuses études en résidentiel collectif et tertiaire pour quatre technologies de cogénération entre 1 et 50 kW_{el}. Ce chapitre traite principalement de la construction et de l'utilisation de cet outil simplifié.

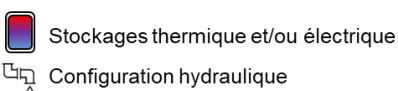
1.2.3 Sélection et présentation des études de cas avec l'outil de simulation détaillé

L'utilisation de modèles détaillés comporte des coûts de calcul et de temps de modélisation élevés. Au cours de la thèse, on s'est limité à l'étude de quelques cas d'applications dans des logements individuels et collectifs ainsi qu'en tertiaire de bureau qui sont représentés sur la Figure 2.2. Le choix des cas d'applications dépend de la disponibilité des micro-cogénérateurs (limitation de puissance haute/basse) et des données de performances ainsi que sur l'adéquation *a priori* de leurs ratios E/C avec celui des types de bâtiments lorsqu'ils sont très différents (cas des moteurs Stirling et micro-turbines avec des ratios $\leq 0,2$).

Équipement \ Bâtiment	Bâtiment		
	Résidentiel individuel	Résidentiel collectif	Tertiaire (bureau)
Besoins couverts	ECS + chauffage	ECS + Chauffage	Chauffage
Stirling		Limitation puissance haute	Ratios E/C <i>a priori</i> éloignés
Combustion interne	Limitation puissance basse		
Micro-turbine	Limitation puissance basse		Ratios E/C <i>a priori</i> éloignés



Ratio E/C du bâtiment
Dimensionnement



Stockages thermique et/ou électrique
Configuration hydraulique

Figure 2.2 : Études de cas réalisées durant la thèse : bâtiments, cogénérateurs et problématiques d'intégrations traités, les cases encadrées correspondent aux cas traités par modèle détaillé dans le chapitre 5

- Etudes de cas avec l'approche par l'offre

L'analyse des performances d'un micro-cogénérateur à moteur Stirling en bâtiment résidentiel individuel a été menée en particulier sous l'angle de la comparaison de schémas hydrauliques préconisés par différents constructeurs et présentée à la conférence CLIMAMED 15 (Bonabe de Rougé, et al., 2015). Un approfondissement de l'étude a été mené en collaboration avec le CRIGEN (Engie) sur la base des modèles développés et a permis de qualifier la pertinence technique d'intégrer un stockage électrique (Bonabe de Rougé, et al., 2017).

À la suite de la calibration du modèle numérique d'un micro-cogénérateur MCI de 7,5 kW_{el} à partir de données expérimentales (cf. chapitre 3), une étude en simulation numérique dans quatre bâtiments tertiaires de bureau a été présentée à la conférence Building Simulation 2017 (Léo, et al., 2017).

De la même manière, la calibration du modèle numérique d'une micro-turbine à gaz de 3 kW_{el} (cf. chapitre 3) a conduit à une étude numérique et sur banc d'essai semi-virtuel dont une partie a été présentée à la conférence IBPSA France (Bonabe de Rougé, et al., 2016). Le choix d'un bâtiment de logement collectif est relatif à la puissance de la cogénération (3 kW_{el} / 15 kW_{th}), jugée trop importante pour un logement individuel. Le ratio caractéristique de puissance est aussi relativement bas, ce qui n'est pas adapté au ratio caractéristique des besoins de la plupart des bâtiments de bureau.

- Etudes de cas avec l'approche par la demande

Le développement d'un modèle numérique dynamique et générique de micro-cogénération (chapitre 4) a permis de mettre en œuvre une **approche par la demande** dans le cas du dimensionnement d'un moteur à combustion interne en logement collectif (chapitre 5). Le choix d'un bâtiment de logement collectif comme support de l'étude de cas est lié à la gamme de puissance des moteurs à combustion interne qui s'étend de 5 à plusieurs milliers de kW_{el}. Les MCI de plus petite puissance (1 kW_{el}) sont aujourd'hui marginales (pas encore commercialisés en Europe) et nettement plus coûteux (par kW).

- Perspectives

La technologie des piles à combustible n'a pas fait l'objet d'une étude de cas en raison de la faible disponibilité des données et d'une gamme de puissance les limitant aujourd'hui majoritairement aux maisons individuelles, or les études numériques de la littérature par l'offre dans ce type de bâtiment existent déjà (Dorer & Weber, 2008) (Dorer, et al., 2005) (Staffell, 2009) (Elmer, et al., 2015). Une étude mettant en œuvre l'approche par la demande dans le cas des piles à combustible a été menée par (Hawkes, et al., 2009) avec des modèles simplifiés. La même approche, avec l'emploi de modèles plus détaillés, pourrait être envisagée sous réserve d'une gamme suffisante de cogénérateurs existants.

D'autres types de bâtiments, tertiaires en particulier, pourraient faire l'objet d'une étude par la demande pour identifier les cogénérateurs les plus adaptés dans chaque cas et apporter des recommandations spécifiques à chacun d'entre eux sous réserve de disposer de modèles numériques de bâtiments de ce type (y compris les profils d'occupation et de consommation électrique correspondants).

2 Outil simplifié pour l'intégration des micro-cogénérations dans les bâtiments résidentiels et tertiaires

2.1 Description de l'outil simplifié

L'outil simplifié repose sur une simulation statique horaire des besoins thermiques et électriques du bâtiment et du fonctionnement de la micro-cogénération. Les performances nominales des micro-cogénérateurs sont issues de la base de données qui est présentée au chapitre 4 constituée à partir d'une analyse des données de performances de la littérature. Le calcul au pas de temps horaire permet de réaliser des évaluations économiques tenant compte de tarifs variables de l'énergie selon trois modes de valorisation de l'électricité produite et d'estimer (grossièrement) le taux d'autoconsommation de la production électrique. Des calculs d'impacts environnementaux (CO₂, NO_x) et en énergie primaire sont aussi proposés pour différents mix électriques.

Les paramètres d'entrée sont les suivants :

- Technologie de micro-cogénération.
- Puissance électrique nominale.
- Type de bâtiment : bureau ou résidentiel.
- Nombre d'unités considéré (*m*² pour le bureau, *appartements* pour le résidentiel).
- Les besoins thermiques et électriques annuels par unité :
 - dans le cas des bureaux, on décompose les besoins électriques entre climatisation et autres usages.
- Mode de valorisation de l'électricité produite (obligation d'achat, autoconsommation...).

2.1.1 Modélisation des besoins

A partir des paramètres d'entrée concernant les bâtiments que sont le *type*, le *nombre d'unités* et le besoin *annuel unitaire*, les besoins au pas de temps horaire sont reconstitués sur la base de profils de formes fixées par la nature du bâtiment.

a) Besoins thermiques

Les besoins thermiques sont calculés à l'aide des profils proposés par le CLIP (Club d'Ingénieur Prospective et Environnement, 2004). La multiplication de coefficients horaires, journaliers et mensuels, dépendant du type de bâtiment, donne le coefficient par lequel on multiplie le besoin annuel pour obtenir le besoin à une heure donnée.

$$Coefficient(t) = C_{mois} * C_{jour} * \frac{7}{Nb\ jours\ mois} * C_{heure} \quad (2.1)$$

Ces coefficients intègrent à la fois les besoins de chauffage et d'eau chaude sanitaire. Par exemple, pour les bâtiments résidentiels les profils du CLIP sont illustrés sur la Figure 2.3.

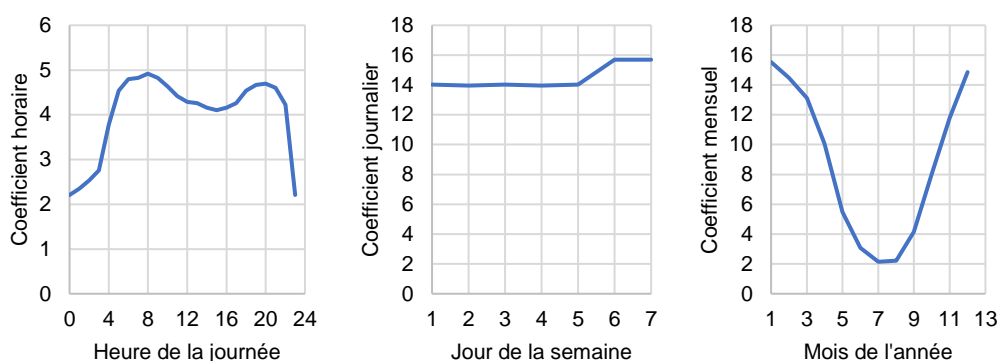


Figure 2.3 : Coefficients utilisés pour le calcul des profils de besoins thermiques résidentiels, approche simplifiée

Les besoins thermiques des bâtiments de bureaux sont calculés de manière idoine avec un jeu de coefficients différents provenant du CLIP également.

Les monotones des besoins thermiques cumulés des bâtiments de logement collectif et de bureaux obtenues par ces jeux de coefficients ont les formes illustrées sur la Figure 2.4. Le tertiaire de bureaux présente des pointes d'appel de puissance plus marquées principalement en raison de l'intermittence du chauffage jour/nuit et semaine/week-end. La saison de chauffage y est aussi généralement plus courte (apports internes plus élevés). On note que les profils choisis présentent des besoins thermiques à chaque heure de l'année : la monotone s'arrête à 8760 h.

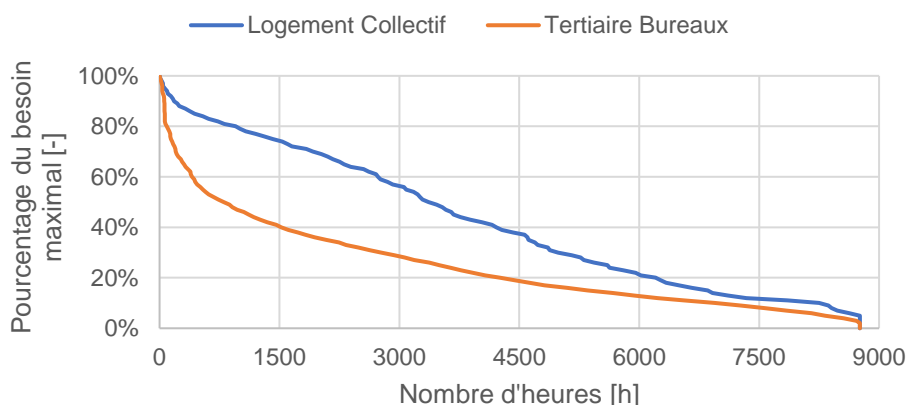


Figure 2.4 : Monotone des besoins thermiques pour les immeubles de logement collectif et de tertiaire de bureaux

b) Besoins électriques

Les besoins électriques des bâtiments sont obtenus à partir de deux sources distinctes pour le résidentiel et les bureaux.

D'abord, les besoins électriques des bâtiments résidentiels sont essentiellement liés aux ménages et aux appareils électriques qu'ils utilisent ainsi qu'à l'éclairage. Parmi les nombreux outils et campagnes de mesures disponibles capables de fournir des profils de besoins, on choisit Smart-E (Berthou, et al., 2015), qui peut générer des centaines de profils distincts qui représentent la

diversité des usages électriques spécifiques des logements. Sur la base d'un grand nombre de simulations, un profil normé moyen annuel au pas de temps horaire est créé. Ce profil représente la demande électrique spécifique d'un logement moyen français, il peut ensuite être multiplié par le besoin annuel. Le profil électrique horaire obtenu pour un logement consommant 4322 kWh/an est donné Figure 2.5. Le profil est relativement lissé en comparaison des appels de puissance d'un unique logement, il est en revanche représentatif du foisonnement obtenu dans un bâtiment collectif.

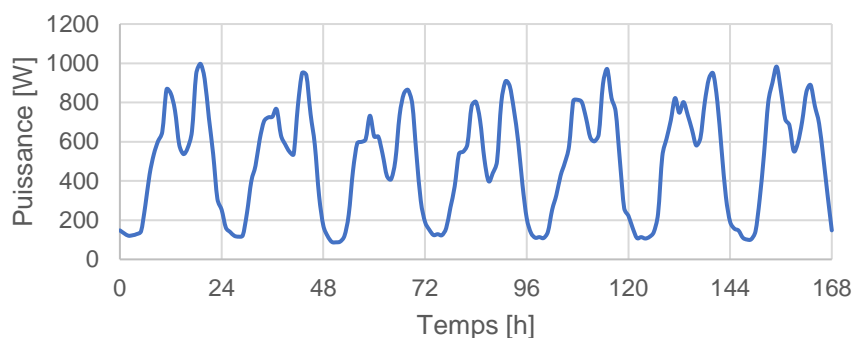


Figure 2.5 : Exemple de profil de consommation électrique d'un logement

Les profils électriques des bâtiments de bureaux sont moins connus car il y existe une plus grande diversité (usages et occupation) que pour les logements. De plus, les déterminants de la consommation sont moins connus, en particulier les consommations informatiques que l'on sait prépondérantes. Pour ces raisons, il n'existe pas encore d'outil de génération de profils de besoins électriques de bâtiments de bureaux à l'inverse du résidentiel.

Ce faisant, le profil électrique des immeubles de bureaux (Figure 2.6) est obtenu à partir d'une étude réalisée par le CSTB et Mines ParisTech en 2005 (Marchio, et al., 2005). Il s'agit d'un travail prospectif sur les immeubles de bureaux dont l'objectif de consommation tous usages est inférieur à $100 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$. Les auteurs ont modélisé et simulé des bâtiments de bureaux types en différenciant les postes chauffage, climatisation, bureautique, éclairage et auxiliaires. Ils utilisent des ratios de besoins et des scénarios d'usages simples. Pour les besoins de l'approche simplifiée, on regroupe les postes bureaux, éclairage et auxiliaires d'un côté (sous l'appellation « autres usages ») et la climatisation de l'autre. Le chauffage n'est pas considéré car il est déjà fourni par les profils CLIP.

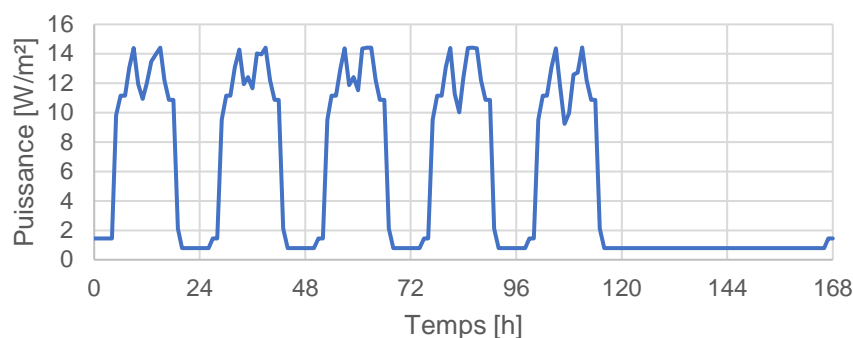


Figure 2.6 : Profil de consommation par m^2 « autres usages » de l'électricité en immeuble de bureaux

2.1.2 Modélisation de la production de chaleur

La production de chaleur est assurée par une micro-cogénération et un appoint thermique (chaudière gaz à condensation) accompagnés d'un stockage thermique. Chacun de ces systèmes est décrit par la suite.

a) Micro-cogénération

Les performances nominales des micro-cogénérateurs sont issues de la base de données de constructeurs qui sera présentée au chapitre 4. On ne considère que les performances en régime stationnaire en raison du pas de temps horaire. On ne considère pas non plus les performances en régime non-nominal par souci de simplicité. Il faudrait par exemple modéliser la boucle d'eau chaude ou *a minima* introduire la notion de température pour les calculer.

Le micro-cogénérateur est modélisé à partir des entrées *puissance électrique* et *technologie*. Le rendement global (thermique + électrique) des machines est considéré constant pour chaque technologie (voir Tableau 2.1). A partir des courbes caractéristiques de rendement en fonction de la puissance électrique nominale, on déduit la puissance thermique et la puissance combustible nominales de la micro-cogénération choisie.

Technologie	Rendement total (PCS)
Micro-turbine	75 %
Moteur à CI	89 %
PAC SOFC	80 %
PAC PEM	83 %
Moteur Stirling	84 %

Tableau 2.1 : Rendement global de chaque technologie

Pour chaque technologie, on définit un seuil minimal d'activation, ou charge partielle minimum (Tableau 2.2). Cette capacité de modulation est fixée à partir de la revue de la littérature en l'absence de données homogènes et fiables pour chaque technologie. La micro-cogénération ne peut

pas fonctionner si la somme du besoin thermique et du stockage thermique disponible est inférieure à ce seuil.

Technologie	Seuil d'activation
Micro-turbine	30 %
Moteur à CI	50 %
PAC SOFC	30 %
PAC PEM	30 %
Moteur Stirling	30 %

Tableau 2.2 : Seuil minimal d'activation (ou de modulation) pour chaque technologie

b) Chaudière d'appoint ou de référence

L'appoint thermique permet de compléter de manière parfaite la puissance fournie par le stockage et la micro-cogénération lorsque le besoin thermique est trop important. Il s'agit d'une chaudière à condensation fonctionnant à partir du même combustible que la cogénération. Le dimensionnement de la chaudière à condensation satisfait la pointe de besoin thermique du bâtiment et complète la chaleur fournie par le stockage et la cogénération sans limitation basse de puissance afin de parfaitement satisfaire l'équation offre-demande. Le rendement saisonnier de la chaudière est variable en fonction de son taux de charge moyen comme illustré sur la Figure 2.7.

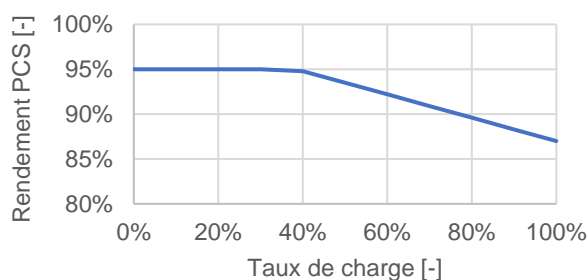


Figure 2.7 : Rendement de la chaudière à condensation, source : règlement 813/2013 relatifs aux Certificats d'Economie d'Energie

c) Stockage thermique

Le stockage thermique est modélisé par une équation de stock parfait sans pertes. Bien qu'on ne modélise pas la variation de température mais uniquement l'énergie contenue dans le stock, on peut physiquement assimiler la valeur du stock à une température de ballon d'eau chaude homogène (cette hypothèse est très simplificatrice car les ballons peuvent être stratifiés en réalité). Lorsque le stock est "à zéro", cela signifie que la température du ballon est devenue insuffisante pour satisfaire les besoins thermiques, lorsque le stock est à sa valeur maximale, il s'agit de la température limite maximale.

Lorsque cela n'est pas précisé dans les études de cas, le stockage thermique est dimensionné pour une demi-heure de fonctionnement de la cogénération à pleine charge thermique (par exemple 1 kWh pour une cogénération d'une puissance de 2 kW_{th}).

d) Pilotage

La puissance délivrée à chaque instant par le micro-cogénérateur $Q_{HX}(t)$ est calculée en fonction de son seuil d'activation minimum Q_{HX}^{min} , de sa puissance thermique nominale Q_{HX}^{nom} , de l'état du stock thermique $S_{th}(t)$ et des besoins thermiques $B_{th}(t)$ à fournir (équation 2.2). La micro-cogénération fonctionne donc en suivi de demande thermique qui est le mode de pilotage le plus couramment employé.

$$Q_{HX}(t) = \begin{cases} \min(Q_{HX}^{nom}, \max(Q_{HX}^{min}, B_{th}(t) + S_{th}^{max} - S_{th}(t-1))) & \text{si } B_{th}(t) + S_{th}^{max} - S_{th}(t-1) \geq Q_{HX}^{min} \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (2.2)$$

Les autres modes de pilotage développés dans la littérature comme le suivi de demande électrique par exemple peuvent apporter une optimisation marginale des gains économiques, énergétiques et environnementaux en fonction des conditions tarifaires, en particulier le mode de valorisation de l'électricité produite, du mix de production électrique instantané, etc.

2.1.3 Hypothèses économiques, énergétiques et environnementales

a) Prix des énergies

La tarification des énergies est différenciée entre tertiaire et résidentiel pour le gaz naturel et l'électricité, les tarifs sont récapitulés dans le Tableau 2.3. On choisit les tarifs régulés pour le résidentiel, il faut noter qu'en raison de la disparition progressive des tarifs réglementés de l'énergie, ces derniers ne sont plus applicables au-delà d'une consommation de gaz supérieure à 150 MWh/an. Cependant, en l'absence de meilleures valeurs on se réfère à ces tarifs quelle que soit la consommation annuelle. On fait l'hypothèse que les N logements d'un bâtiment collectif sont chacun associés à un abonnement électrique individuel 6 kVA, il faut compter un abonnement supplémentaire pour les parties communes.

Pour le secteur tertiaire, les tarifs électriques dépendent aussi de la puissance consommée, en plus du tarif Bleu Pro qui existe encore. On choisit de conserver les tarifs réglementés Vert et Jaune qui ont disparu en 2015 car on ne dispose pas de meilleure référence. Concernant le gaz naturel, en l'absence de tarif réglementé pour les consommateurs professionnels de plus de 30 MWh/an, on s'appuie sur les statistiques européennes (Eurostat, 2016) donnant un prix d'environ 3,8 c€/kWh abonnement compris (pour environ 10 TJ de consommation annuelle). On choisit d'arrondir à 4 c€/kWh étant donné que la consommation d'un bâtiment de bureau moyen est inférieure d'un ordre de grandeur et que les tarifs de l'énergie sont généralement dégressifs.

Secteur	Energie	Fixe	Variable
Résidentiel	Electricité	Bleu : (N+1) x 96,5 € (abo. 6 kVA)	Bleu : 14,49 c€/kWh
	Gaz naturel	B2i : 238,15 €	B2i : 4,89 c€/kWh
Tertiaire	Electricité	Selon puissance max. : Bleu/Vert/Jaune	
	Gaz naturel	4 c€/kWh tout compris	

Tableau 2.3 : Tarif des énergies utilisés pour les calculs économiques

L'outil permet de considérer une évolution des prix des énergies à la hausse ou à la baisse différenciée sur le gaz naturel et l'électricité. On choisit par défaut un scénario de hausse modérée de 2 %/an sur 15 ans pour chaque énergie. Sauf mention contraire, les flux financiers ne sont pas actualisés, le choix du taux d'actualisation revêt un caractère majeur et peut, s'il est élevé, écraser toutes les autres hypothèses. De plus, la controverse Stern-Nordhaus (Stern, 2006) a mis en lumière des différences de points de vue entre les économistes de la transition énergétique. Stern soutient qu'il convient d'adopter un taux d'actualisation faible (1,4 %) car il n'y a pas de raison de favoriser notre bien-être à celui des générations futures, cela a pour conséquence d'attribuer une valeur actuelle très élevée aux changements climatiques futurs, favorisant ainsi une action forte dès aujourd'hui. De son côté, Nordhaus soutient un taux plus élevé (4,5 %), en partie en raison des incertitudes qui planent sur l'avenir, il reste néanmoins plus modéré que les taux d'actualisation traditionnels tels que prônés par la Banque Mondiale (8 %).

b) Contrat de rachat de l'électricité produite

L'électricité produite par la cogénération peut être rachetée par EDF Obligation d'Achat au travers du contrat dit C16, remplaçant le contrat C13 (lui-même successeur des C11 et C01) et le tarif Petites Installations.

La DGEC a publié en septembre 2015 un projet de décret définissant les conditions de rachat de l'électricité selon la puissance des installations (Tableau 2.4). Les installations de moins de 300 kW restent aujourd'hui encore soumises au régime d'obligation d'achat, au contraire des installations de plus grandes puissances, soumises au complément de rémunération. Ce dernier est un mécanisme de soutien à la cogénération supposé retranscrire dans la loi n° 2015-992 du 17 août 2015 relative à la transition énergétique pour la croissance verte (LTECV) les lignes directrices définies par la Commission Européenne en 2014. Elle incite à octroyer les aides publiques sur appel d'offre et à rendre les équipements de production d'énergie (en particulier renouvelables) sensibles au prix de marché par le remplacement des prix fixes d'achat par des primes d'achat.

	< 300 kW	entre 300 kW et 1 MW	entre 1 et 12 MW	> 12 MW
2015	Obligation d'achat			Prime de disponibilité
2016	Obligation d'achat			Prime de disponibilité
2017	Obligation d'achat			Complément de rémunération éventuel - Par appel d'offres
2018	Obligation d'achat			Complément de rémunération - Guichet ouvert

Tableau 2.4 : Mécanismes de soutien à la cogénération en fonction des puissances de 2015 à 2018 (source : DGEC)

Le tarif C16 pour les installations de moins de 300 kW (nous concernant), se compose de trois termes additifs :

- Rémunération proportionnelle : 54 €/MWh électrique produit
- Rémunération fonction du prix du gaz : 1,26 x tarif réglementé B1
- Rémunération fonction de l'économie d'énergie primaire : 130 x (Ep - 0,1)

Ces termes sont indexés sur un terme K diminuant en fonction de la date de souscription du contrat ($K = 1$ en 2016 puis dégressif). A ces termes s'ajoutent une rémunération sur la vente de capacité aujourd'hui anecdotique mais amenée à évoluer (20 €/kW_{el} en 2017, 40 €/kW_{el} en 2018 et 2019 et 60 €/kW_{el} en 2020).

Le calcul de l'économie d'énergie primaire se fait à l'aide de l'équation 2.3 :

$$E_p = \left(1 - \frac{1}{\frac{CHPH_\eta}{RefH_\eta} + \frac{CHPE_\eta}{RefE_\eta}} \right) \quad (2.3)$$

Avec $CHPH_\eta$ rendement thermique de la cogénération, $RefH_\eta$ rendement de référence pour la production séparée de chaleur (conventionnellement 92 %), $CHPE_\eta$ rendement électrique de la cogénération, et $RefE_\eta$ rendement de référence pour la production séparée d'électricité (53,5 %) pondéré, selon la part d'autoconsommation d'électricité, par les pertes des réseaux de transport et de distribution (respectivement 3,7 % et 11,2 % de manière conventionnelle dans ce calcul). L'influence de la part d'électricité autoconsommée se limite à 2 €/MWh environ.

Le tarif d'achat résultant est compris entre 135 et 150 €/MWh selon la performance de la cogénération (rendement électrique et rendement global) et du taux d'autoconsommation atteint, pour un tarif réglementé de gaz naturel et un contrat souscrit en 2017.

Le contrat C16 se décline en deux options pour les installations de moins de 300 kW :

- Revente totale : toute l'électricité produite est revendue au tarif C16
- Revente de surplus : l'électricité autoconsommée est valorisée au tarif d'achat de l'électricité (selon l'abonnement du consommateur, Bleu 6 kVA par exemple), l'électricité en surplus est revendue au tarif C16. Dans ce travail, on se propose de distinguer deux sous-options supplémentaires :
 - Revente de surplus – autoconsommation sur les parties communes seulement
 - Revente de surplus – autoconsommation collective (toutes consommations électriques du bâtiment)

Des deux sous-options de revente de surplus, seule la première est aujourd'hui permise. En effet puisque la cogénération est généralement placée en aval du compteur électrique des parties communes, on ne peut pas déduire la production de la cogénération des compteurs individuels des logements. Cependant la publication des décrets permettant les premières expérimentations en autoconsommation collective (en particulier pour les installations photovoltaïques) permet d'entrevoir la possibilité à court terme de répartir virtuellement la production sur l'ensemble des logements, augmentant le taux d'autoconsommation atteint par l'installation. Or, comme expliqué précédemment, le tarif C16 comprend un terme qui dépend de l'autoconsommation. Plus important encore, en revente du surplus, si le tarif d'achat du consommateur est supérieur au tarif

d'obligation d'achat de l'électricité cogénérée (comme c'est déjà parfois le cas en résidentiel), la part autoconsommée bénéficie d'un tarif plus élevé que la part exportée. Dans l'approche simplifiée, on ne présentera que l'option de revente de surplus avec autoconsommation collective dans la mesure où les consommations des parties communes ne sont pas distinguées des consommations des logements.

c) Investissement et maintenance

Les coûts d'investissement des technologies sont issus de la base de données des machines du chapitre 4. La qualité des données de prix est hétérogène, elle dépend en particulier de la quantité de produits identifiés et de la maturité technologique de chaque segment.

- De tous les segments identifiés, le moteur à combustion interne présente la plus grande maturité, la base de données comprend plusieurs constructeurs et plusieurs produits par constructeur, on peut donc donner des corrélations de prix précises en fonction de la puissance électrique installée.
- On utilise les données de prix d'un constructeur de micro-turbine sur toute sa gamme pour modéliser les micro-turbines. Pour les autres technologies, les données sont plus éparpillées. La Figure 2.8 donne un aperçu des coûts d'investissement de chaque technologie.

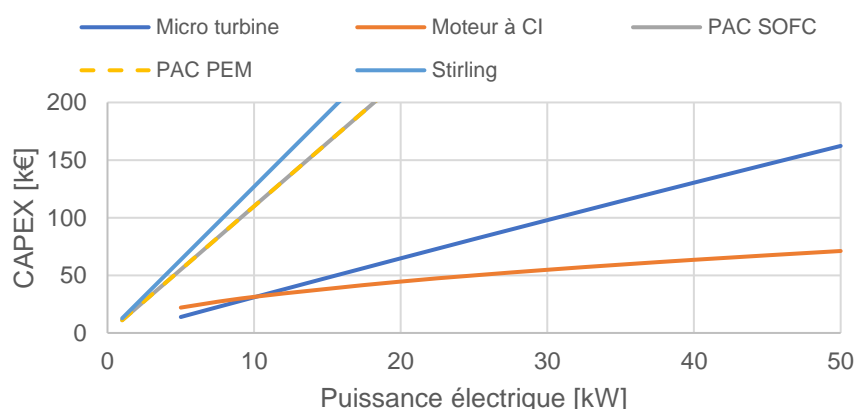


Figure 2.8 : Coûts d'investissement pour chaque technologie

- Pour les deux technologies les plus répandues (moteurs à CI et micro-turbines), l'effet de gamme permet d'observer une diminution du coût spécifique ($\text{€}/\text{kW}_{\text{el}}$) avec l'augmentation de la puissance installée. On modélise ces prix par l'équation 2.4.
- Pour les piles à combustible et moteurs Stirling, on ne dispose pas de suffisamment de données notamment pour des puissances électriques de plus de 5 kW. On choisit une modélisation linéaire, ce qui pénalise ces technologies mais tient compte de l'absence d'effet de gamme à ce jour. On note que l'investissement dans une pile à combustible est inférieur à celui d'un moteur Stirling car on se base dans chacun des cas sur les meilleurs coûts mondiaux. Au Japon les micro-cogénération à piles à combustible sont aujourd'hui vendues à des prix plus bas grâce aux économies d'échelle dont ne bénéficient pas les machines Stirling.

$$CAPEX_{cogénération} = a (P_{el}^{nom})^b + c P_{el}^{nom} + d \quad (2.4)$$

Enfin, le coût d'investissement ne tient pas compte des subventions proposées en France qui sont soustraites dans le calcul du coût global (30 % du prix d'achat du cogénérateur dans la limite de 8000 €).

- On dispose pour le prix de la chaudière d'une base de coûts transmise par un installateur français, l'équation 2.5 modélise le coût des chaudières sur la base de ces données.
- Le coût des ballons tampon selon leur volume est modélisé de manière identique sur la base d'une étude de marché réalisée par Bouvenot.

$$CAPEX_{chaudiere} = 217,16 \cdot (P_{th}^{nom})^{0,6927} \quad (2.5)$$

A partir de la base de données des micro-cogénérateurs proposée au chapitre 4, on modélise leur coût de maintenance par heure de fonctionnement, selon la puissance électrique nominale. L'étude des fiches techniques et des entretiens avec des fabricants ont montré que les périodes de révision ne dépendent pas du taux de charge. Comme pour les coûts d'investissement, les informations disponibles sont parcellaires pour la plupart des technologies hormis les moteurs à combustion interne et micro-turbines. Les valeurs retenues pour l'approche simplifiée sont illustrées sur la Figure 2.9. Les micro-turbines sont nettement moins coûteuses que les autres technologies. Pour les petites puissances, les moteurs à combustion interne à l'entretien sont particulièrement coûteux mais les coûts spécifiques (€/kWh_{el}) diminuent progressivement. Une fois de plus, les piles à combustible et Stirling sont désavantagés par une hypothèse linéaire (faute de mieux). Le coût d'exploitation de la chaudière à condensation est considéré fixe à hauteur de 200 €/an. Les coûts de maintenance sont présentés en €/h car les périodes de remplacement fixées par les constructeurs sont généralement dépendantes du temps de fonctionnement.

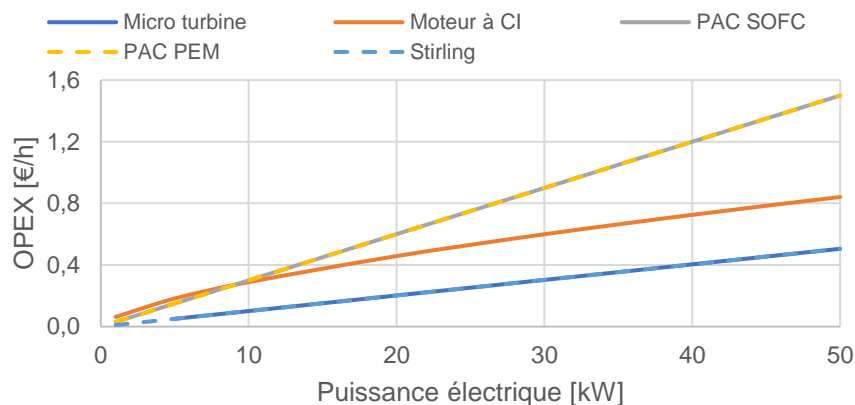


Figure 2.9 : Coûts de maintenance pour chaque technologie

d) Facteur d'énergie primaire

La réduction de la consommation d'énergie primaire est l'un des principaux avantages de la cogénération en comparaison des systèmes de production séparés d'électricité et de chaleur. Le

facteur d'énergie primaire représente la quantité d'énergie primaire nécessaire pour produire un kWh d'énergie finale ($\text{kWh}_{EP}/\text{kWh}_{EF}$) pour un vecteur énergétique donné.

En France, ce facteur est fixé réglementairement à 1 pour le gaz naturel et 2,58 pour l'électricité. On trouve cependant des valeurs plus élevées pour ces deux vecteurs énergétiques dans la littérature.

Le facteur énergie primaire électrique s'explique par le rendement moyen (38 % en France) des systèmes de production centralisés qui alimentent aujourd'hui le réseau national tandis que les pertes de transport et distribution ne représentent de leur côté qu'un aspect mineur (cf. 2.1.3.b). La réduction de la consommation d'énergie primaire dépend donc des rendements électrique et thermique de la cogénération, des facteurs en énergie primaire du combustible mais aussi de l'électricité du réseau national qui est substituée. C'est pour cette dernière que la littérature propose le plus grand nombre de méthodes de calcul.

Le CSTB (CSTB/DEE/EICV, 2015) puis (Bouvenot, 2015) ont proposé en 2015 des états de l'Art des valeurs utilisées dans de nombreux pays européens pour l'électricité et le gaz naturel, de manière réglementaire et en analyse de cycle de vie. Pour le vecteur électrique, les valeurs vont de 1,8 à 3,77 $\text{kWh}_{EP}/\text{kWh}_{EF}$ pour les plus élevés (en incluant les pertes du réseau). Concernant le gaz naturel, le facteur est compris entre 1 et 1,3 $\text{kWh}_{EP}/\text{kWh}_{EF}$. On choisit de conserver pour l'outil simplifié les valeurs de 1,28 et 3,23 $\text{kWh}_{EP}/\text{kWh}_{EF}$ proposées par la base de données (EcoInvent, 2016) pour la France.

e) Impact environnemental

L'impact environnemental des micro-cogénérations est principalement lié aux émissions de CO_2 et de NO_x dans l'atmosphère.

Le facteur d'émission CO_2 est la quantité de CO_2 émise pour la production d'un kWh d'énergie finale. Pour le gaz naturel, les valeurs sont relativement homogènes autour de 205 $\text{gCO}_2/\text{kWh}_{PCI}$ pour l'ensemble des pays européens. En ACV, ce contenu grimpe à 244 $\text{gCO}_2/\text{kWh}_{PCI}$ (ADEME, 2014). Le facteur d'émission de l'électricité est en revanche beaucoup plus complexe à calculer en raison de la multitude des moyens de production mobilisés, de la temporalité du recours à ces divers moyens et en raison des nombreuses méthodes disponibles qui s'appuient sur des jeux d'hypothèses parfois opposés (cf. chapitre 1 : approches conséquentielles et attributionnelles par exemple). Les principales méthodes de calcul du facteur d'émission de l'électricité utilisés pour la cogénération ont été synthétisées par Bouvenot (voir Figure 2.10) et (Andlauer, 2011) : ils distinguent les méthodes moyennes, saisonnières et marginales.

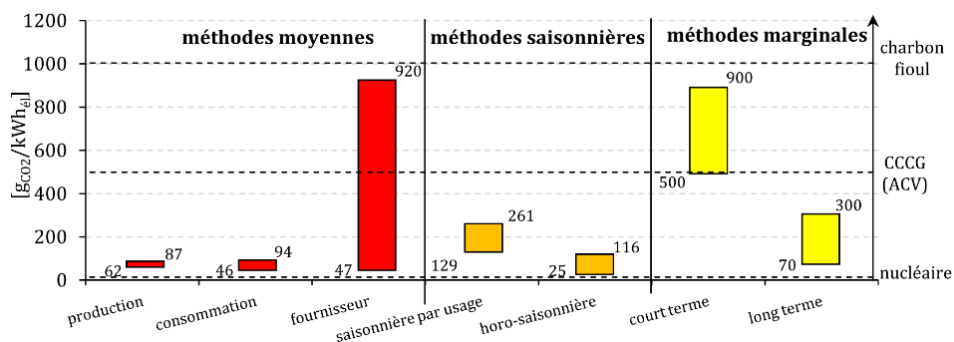


Figure 2.10 : Bilan des facteurs d'émissions de l'électricité calculés par les différentes méthodes appliquées au cas du réseau français, source : (Bouvenot, 2015)

Les méthodes *moyennes* proposent de diviser la quantité de CO₂ émise par le parc de production sur une période de temps et un périmètre donnés par toute l'énergie produite. Elles peuvent être dynamiques (pas de temps horaire) ou annualisées, étant donné que les moyens de production mobilisés en hiver sont plus carbonés, l'approche dynamique apporte une information supplémentaire. En France, en raison de la prédominance du nucléaire, ces méthodes aboutissent à des contenus CO₂ parmi les plus faibles en Europe.

Les méthodes *saisonnnières* dites *par usage* distinguent la part variable saisonnière de l'électricité produite d'une part fixe. Dans la part fixe, on trouve en France une majorité de nucléaire ainsi que l'hydraulique au fil de l'eau et l'éolien. La part variable, supposée répondre aux besoins électriques saisonniers (chauffage, dans une moindre mesure éclairage et eau chaude sanitaire), est principalement constituée de cycles combinés gaz, de turbines à combustion gaz/fioul et de centrales au charbon/fioul ainsi que l'hydraulique de barrage, une proportion non négligeable du nucléaire module aussi sa production. A chaque usage de l'électricité est ensuite attribué un coefficient de saisonnalité (par exemple 100 % pour le chauffage) qui détermine quelle partie (fixe ou variable) de la production électrique celui-ci sollicite.

Les méthodes *marginales* proposent d'utiliser le facteur d'émissions de CO₂ du dernier moyen de production électrique appelé selon « l'ordre de mérite ». Cette logique veut que les moyens de production soient *empilés* en fonction de leur coût marginal de production et de la demande électrique nationale. En hiver, correspondant à la période de pointe, les moyens les plus chers sont sollicités et ce sont aussi les plus carbonés. Un kWh électrique évité (baisse de consommation) ou nouvellement produit (EnR, cogénération) évite de solliciter le dernier moyen de production normalement appelé. Tant que des moyens de production marginaux plus polluants que la cogénération sont appelés, il devient pertinent de la faire fonctionner. Sur le même raisonnement que pour les méthodes par usage, on peut calculer un contenu CO₂ marginal (estimé par RTE à 500-600 gCO₂/kWh en chauffage). L'analyse en cycle de vie conséquentielle du réseau électrique proposée par (Roux, 2016), évoquée au chapitre 1 fait partie de cette catégorie.

Enfin, on peut s'interroger sur le périmètre sélectionné pour le calcul du facteur d'émission de l'électricité. La plupart des méthodes font implicitement référence à des mix nationaux mais en raison de l'interconnexion croissante des réseaux de transport d'électricité en Europe (appelée

« plaque de cuivre européenne », l'Agence Internationale de l'Energie (AIE), au travers de l'Annexe 42, propose l'utilisation d'un facteur d'émission de CO₂ européen (mix UCTE, progressivement remplacé par ENTSO-E) : EcoInvent fournit une valeur de 511 gCO₂/kWh pour le mix UCTE et 462 gCO₂/kWh pour le mix ENTSO-E (impliquant plus de pays) (Itten, et al., 2014). Les imports et exports d'électricité en France représentent ainsi chaque année un solde exportateur net supérieur à 10 % (65 TWh) de l'électricité produite (92 TWh exportés et 27 TWh importés).

On constate que la détermination du facteur d'émission de l'électricité substituée par la production de la micro-cogénération revêt une importance majeure pour le calcul des émissions évitées mais est aussi une source d'incertitude majeure. On retiendra deux valeurs de facteur d'émissions obtenus à partir de deux méthodes : elles conduisent à des résultats opposés : méthode moyenne annuelle (France) soit 101 gCO₂/kWh_{el} et méthode marginale basée sur un cycle combinée gaz, dont le facteur d'émission vaut 500 gCO₂/kWh_{el}.

2.2 Indicateurs calculés

2.2.1 Système de référence

On compare les indicateurs calculés ci-après par rapport à une situation de référence, dans tous les cas d'étude. Il s'agit d'un approvisionnement énergétique conventionnel comprenant une chaudière à condensation (dont les caractéristiques sont identiques à celle de la chaudière d'appoint du système avec cogénération) ainsi qu'un approvisionnement électrique auprès du réseau national.

2.2.2 Coût global

Le principal indicateur est le coût global du système sur 15 ans, qui correspond à l'ordre de grandeur de la durée de vie de la plupart des machines. Concernant les piles à combustible, cette durée de vie paraît aujourd'hui atteignable sur les produits de dernière génération comme le montrent les travaux bibliographiques de (Ellamla, et al., 2015). Cette durée coïncide aussi avec l'échéance du contrat d'achat C16 souscrit auprès d'EDF OA. Le calcul du coût global fait intervenir les coûts d'investissement et de maintenance ainsi que les dépenses et recettes liées à l'énergie (équation 2.6).

$$CGA = CAPEX_{cogénération} - subventions + CAPEX_{stockage} + CAPEX_{chaudière} + \sum_{i=0}^{14} (Maintenance_i + E_{el}^{import} \cdot p_{el,i} + E_{gaz} \cdot p_{gaz,i} - E_{el}^{export} \cdot p_{C16,i}) \frac{1}{(1+k)^i} \quad (2.6)$$

Avec E_{el}^{import} l'énergie électrique importée, E_{el}^{export} l'énergie électrique exportée, E_{gaz} l'énergie gaz consommée, $p_{el,i}$ le prix de l'électricité de réseau à l'année i , $p_{gaz,i}$ le prix du gaz à l'année i , $p_{C16,i}$ le tarif de rachat C16 de l'année i et k le taux d'actualisation. Dans le cas d'un contrat avec revente totale, la totalité de la production électrique de la cogénération est exportée tandis qu'en revente de surplus, on autoconsomme d'abord puis le reliquat est exporté.

Dans le cas du système de référence, les dépenses de gaz correspondent uniquement à la consommation de la chaudière, les termes d'export, d'investissement en stockage et cogénérateur sont nuls. A partir du calcul du coût global on peut déduire plusieurs indicateurs qui nous sont utiles pour comparer les variantes :

- temps de retour sur investissement : année à partir de laquelle le coût global de la solution cogénérée devient inférieur à celui de la solution de référence
- écart relatif en coût global sur 15 ans

2.2.3 Economies d'énergie primaire

L'énergie primaire consommée par une configuration donnée (avec ou sans micro-cogénération), est la somme :

- de l'énergie grise des systèmes
- de l'énergie totale consommée en gaz (par la micro-cogénération et la chaudière), multipliée par le facteur d'énergie primaire du gaz
- de la différence entre l'énergie électrique consommée et produite, multipliée par le facteur d'énergie primaire de l'électricité. Dans l'approche simplifiée, on ne distingue pas le facteur d'énergie primaire de l'électricité autoconsommée et exportée.

On obtient l'équation 2.7 :

$$EP = E_{grise}^{chaudière\ et/ou\ cogénération} + E_{gaz} * f_{gaz}^{EP} + (E_{el}^{besoin} - E_{el}^{produite}) f_{el}^{EP} \quad (2.7)$$

Le calcul d'énergie grise est basé sur le peu de données disponibles qui concernent un moteur Stirling et une pile à combustible SOFC tous deux d'une puissance proche d'un kW_{el}. On ramène ces données à 1 kW_{el} et l'on considère que l'énergie grise est proportionnelle à la puissance de la machine, il s'agit d'une hypothèse conservatrice mais qui n'a pas un impact très important sur le résultat obtenu : l'énergie grise des systèmes représente à peine 1 % de l'énergie consommée dans la plupart des cas. Les données utilisées pour la modélisation sont données dans le Tableau 2.5 :

Technologie	Energie grise en kWh/kW _{el} installé (kW _{th} pour la chaudière)
Micro-turbine	3700 (Gazis & Harrison, 2011)
Moteur à CI	
Moteur Stirling	
PAC SOFC	4450 (Staffell, et al., 2015)
PAC PEM	
Chaudière	226 (Ecolnvent, 2016)

Tableau 2.5 : Energie grise des différentes technologies de micro-cogénération et chaudière

2.2.4 Import et export d'électricité

Les taux d'autoconsommation, d'autoproduction et de couverture électrique permettent de quantifier les échanges électriques entre le bâtiment abritant la micro-cogénération et le réseau national.

- Le taux d'autoconsommation est défini comme le ratio entre l'électricité produite directement autoconsommée et l'électricité produite totale.
- Le taux d'autoproduction (parfois appelé auto-suffisance) est défini comme le rapport entre l'électricité produite directement autoconsommée et les besoins électriques totaux du bâtiment. Ce taux caractérise l'autonomie du bâtiment vis-à-vis du réseau.
- Enfin, le taux de couverture est le ratio entre la production électrique totale et les besoins électriques totaux, il devient égal au taux d'autoproduction si le taux d'autoconsommation est de 100 %.

2.2.5 Couverture thermique

Cet indicateur indique quelle part de la production thermique du bâtiment est assurée par la cogénération, s'il est égal à 100 %, la chaudière d'appoint ne fonctionne pas, plus il est petit et plus la cogénération est sous-dimensionnée au regard des besoins du bâtiment mais plus elle pourra fonctionner longtemps à pleine puissance.

2.3 Résultats

Cette partie présente l'exploitation de l'outil de calcul simplifié. La première sous-partie est une comparaison entre plusieurs technologies et plusieurs puissance nominales qui permet la sélection du meilleur cogénérateur pour un bâtiment donné (approche par la demande). La deuxième sous-partie renverse la question et compare les résultats d'une micro-cogénération donnée selon les besoins thermiques et électriques du bâtiment (approche par l'offre).

2.3.1 Sélection d'un micro-cogénérateur pour un bâtiment donné : quelle technologie et quel dimensionnement ?

- Périmètre de l'étude

Le bâtiment de l'étude de cas est un immeuble de logement collectif de 28 appartements consommant chacun 4,9 MWh de chaleur et 2,9 MWh d'électricité, les profils de besoins ont été présentés en 2.1.1. L'objectif est d'identifier la meilleure technologie et le meilleur dimensionnement pour ce cas d'étude. L'option du contrat C16 choisie est la vente de surplus avec autoconsommation collective qui sera dans tous les cas la plus avantageuse ici (tarif d'import d'électricité supérieur au tarif C16).

Pour répondre à cet objectif, une étude paramétrique comprenant moteur à combustion interne (MCI), Stirling (ST), PàC SOFC et micro-turbine (MT) sur une plage de puissance nominale de 1 à

50 kW_{el} est réalisée. Pour les piles à combustible et le moteur Stirling, la puissance de la plupart des unités commerciales est de l'ordre du kW_{el} et les puissances supérieures sont peu disponibles hormis des prototypes. Pour les MT et MCI, en revanche, on trouve des produits à partir de 5 kW_{el} et jusqu'à plusieurs centaines de kW_{el} commercialisés par au moins un fabricant.

On notera que la plage d'étude de la pile SOFC se limite au maximum à 10 kW_{el} : la raison n'est pas seulement l'absence de produit commerciaux, puisqu'il serait possible d'extrapoler les performances, mais qu'il est impossible d'intégrer une pile de puissance plus importante. Au-delà de cette puissance, la pile est contrainte à fonctionner en marche/arrêt car les besoins sont trop faibles en mi-saison et en été. Or, les piles à combustible (en particulier les SOFC, cf. chapitre 1) ne supportent aujourd'hui pas plus de quelques dizaines de cycles de démarrages et arrêts, on se limite donc ici aux cas permettant un fonctionnement en base avec un arrêt unique chaque année (en été). La limite de 10 kW_{el} est à nuancer car l'approche simplifiée ne peut fournir une estimation précise du nombre de cycles de fonctionnement annuel.

- Coût global

La Figure 2.11 illustre le coût global sur 15 ans des quatre technologies de micro-cogénérations dans le cas d'étude.

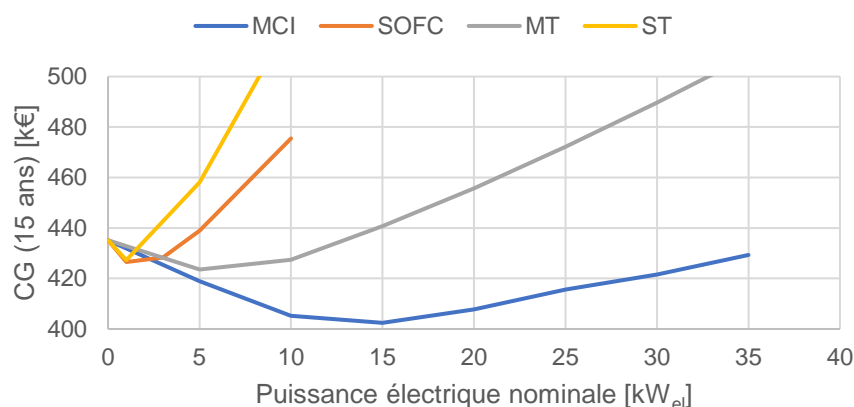


Figure 2.11 : Coûts globaux sur 15 ans des différentes micro-cogénérations dans un immeuble résidentiel collectif de 28 logements modérément isolés

Le système de référence correspond à l'abscisse zéro du graphique. On observe que toutes les technologies conduisent à un optimum dont le coût global est inférieur à la solution de référence. Pour les technologies les moins matures (Stirling et SOFC), la meilleure solution est une unité de petite puissance. Ce résultat est aussi influencé par les hypothèses économiques choisies : augmentation linéaire du coût d'investissement avec la puissance installée.

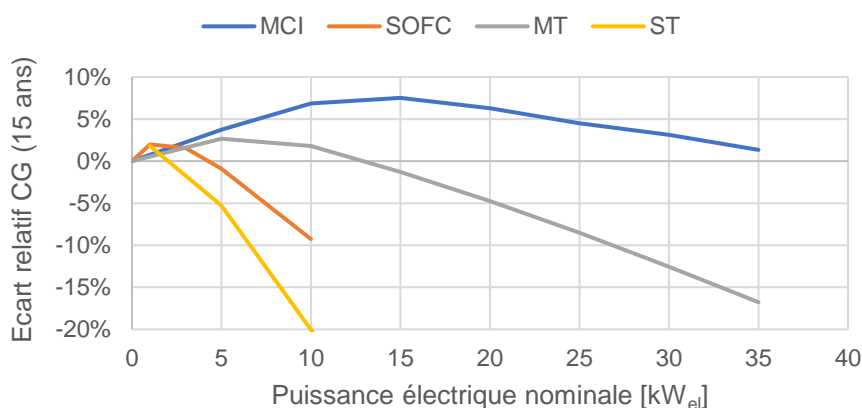


Figure 2.12 : Ecarts relatifs des coûts globaux à horizon 15 ans entre les technologies et dimensionnements possibles pour un immeuble résidentiel de 28 logements modérément isolé

Que ce soit en coût global ou en économies relatives (Figure 2.12) sur 15 ans, la meilleure rentabilité est atteinte avec le moteur à combustion interne. Son meilleur rendement et ses coûts d'investissement spécifiques les plus bas (au-delà de 10 kW_{el}) lui permettent d'être la solution la plus compétitive, l'optimum de dimensionnement se trouve aux environs de 15 kW_{el}. La micro-turbine, malgré un coût de maintenance plus faible et un investissement modéré ne compense pas l'écart de performance en sa défaveur.

- Productions thermiques et électriques

Les technologies dont le ratio spécifique E/C est le plus bas atteignent un taux de couverture thermique de 100 % (Figure 2.13) même pour de faibles puissances électriques installées. Plus la puissance installée augmente, puis elles fonctionnent à charge partielle et avec un temps de fonctionnement réduit, ce qui plafonne alors le productible électrique (Figure 2.14). On remarque que pour les micro-turbines et les moteurs à combustion interne, même lorsque la saturation de la couverture thermique est atteinte ($P_{el} \geq 15$ kW_{el}), la production électrique continue d'augmenter avec la puissance installée (Figure 2.14). Ce phénomène s'explique par l'augmentation du rendement électrique nominal pour les machines de forte puissance.

Un taux de couverture thermique égal à 100 % signifie que l'appoint n'est plus sollicité. Le comportement de la pile à combustible la situe à part puisqu'il n'est pas possible d'atteindre une couverture thermique de 100 % avant de violer les contraintes de cyclage de la technologie, l'appoint est nécessaire dans ce cas.

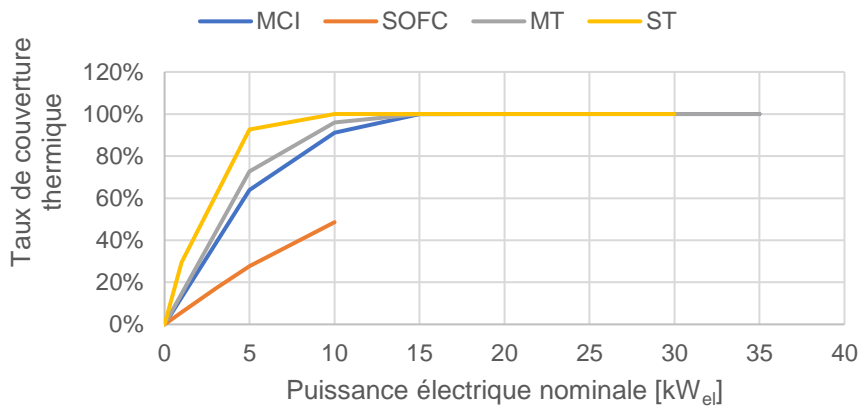


Figure 2.13 : Taux de couverture thermique

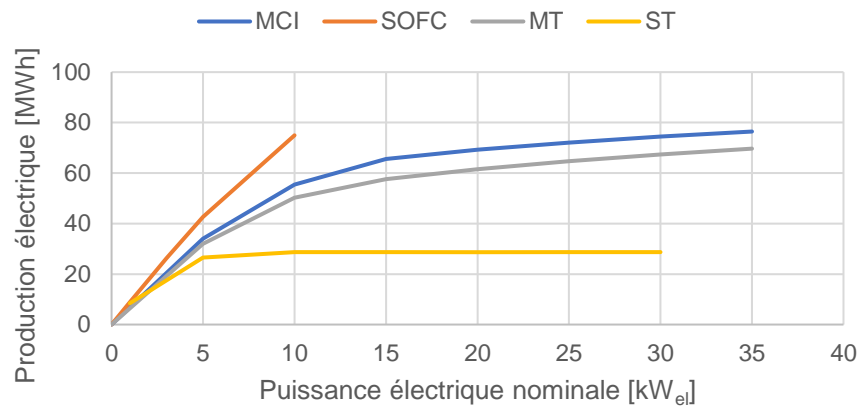


Figure 2.14 : Production électrique cogénérée

Pour mieux apprécier le fonctionnement des micro-cogénérateurs selon la puissance installée, on propose de comparer les productions thermiques des micro-cogénérateurs MCI de 5, 10 et 15 kW_e (soit 14, 25 et 34 kW_{th}) sur la Figure 2.15. La monotone des besoins thermiques du bâtiment est représentée en noir.

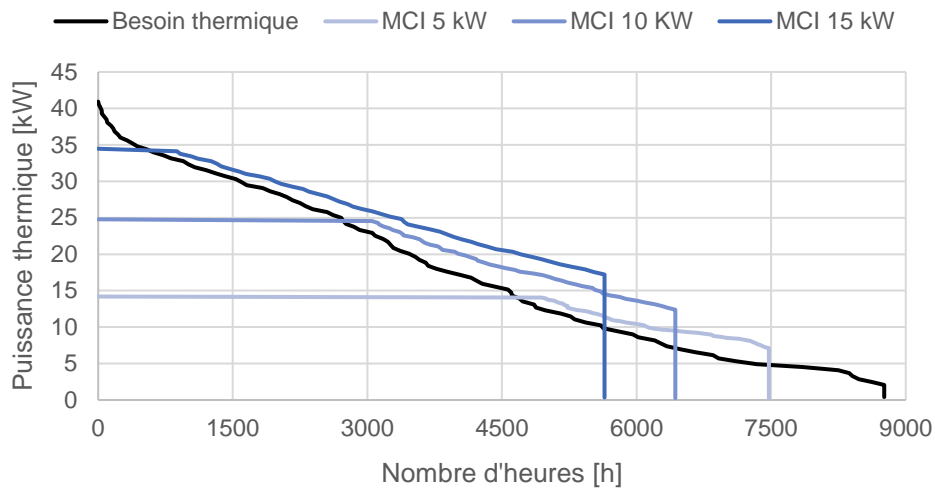


Figure 2.15 : Monotones des besoins thermiques du bâtiment et des productions thermiques des cogénérateurs MCI entre 5 et 15 kW_{el}

- Economies d'énergie primaire

L'économie relative d'énergie primaire (Figure 2.16) n'est pas nécessairement maximale pour les technologies avec le ratio E/C le plus fort. L'analyse comparée des courbes du Stirling et de la micro-turbine est enrichissante de ce point de vue-ci : pour une puissance installée de 5 kW_{el} le moteur Stirling permet d'économiser plus d'énergie primaire qu'une micro-turbine en particulier grâce à son rendement global plus élevé. Cependant, pour des puissances installées plus élevées, deux phénomènes permettent à la micro-turbine d'être plus efficace : son augmentation des rendements électriques avec la puissance nominale d'une part et la saturation de la couverture thermique pour le Stirling d'autre part.

Par ailleurs, la pile à combustible présente le plus fort potentiel d'économies d'énergie primaire mais au prix d'un coût global supérieur à la solution de référence. De plus, la puissance installée étant limitée à 10 kW_{el} pour éviter de trop nombreux marche / arrêt, l'économie d'énergie primaire maximale obtenue n'est pas supérieure à celle obtenue avec les moteurs à combustion interne de plus forte puissance (> 25 %).

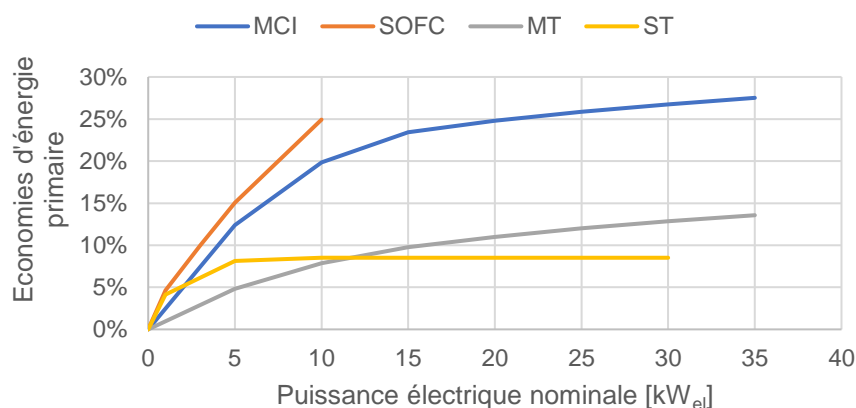


Figure 2.16 : Economies d'énergie primaire

- Interactions avec le réseau

Le taux d'autoproduction électrique (Figure 2.17) le plus important est atteint avec une pile à combustible, c'est donc avec cette technologie que le bâtiment est le plus « autosuffisant » vis-à-vis du réseau. Le moteur Stirling avec un faible ratio E/C permet un fonctionnement en base avec peu d'exports d'électricité et une autoconsommation légèrement supérieure aux autres technologies (Figure 2.18).

La couverture électrique (Figure 2.19), proportionnelle à la production électrique, n'atteint jamais 100 % ce qui signifie que, dans ce cas d'étude, il n'est pas possible de se passer du réseau même avec un stockage électrique de taille infinie.

On notera que, pour le moteur à combustion interne, l'optimum en coût global (Figure 2.11) coïncide avec l'optimum d'autoproduction.

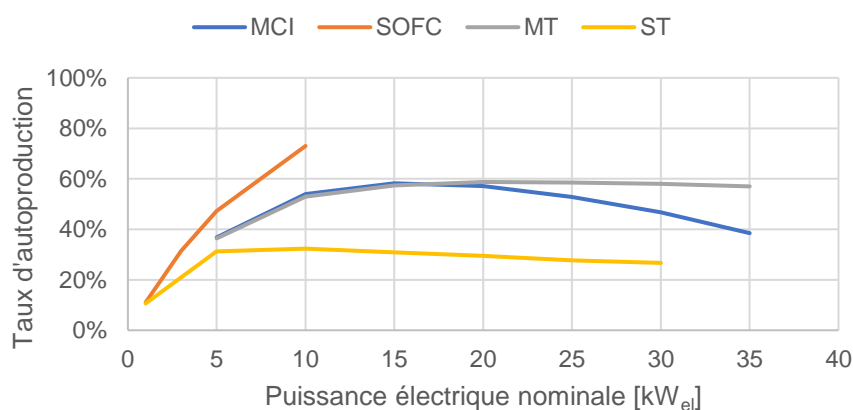


Figure 2.17 : Taux d'autoproduction électrique

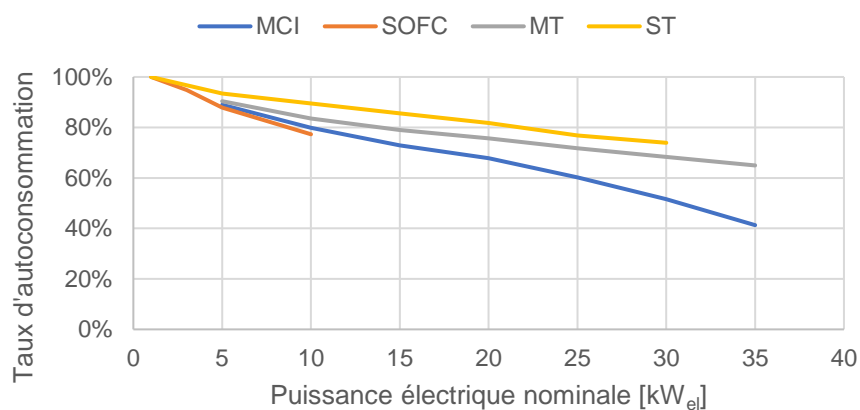


Figure 2.18 : Taux d'autoconsommation électrique

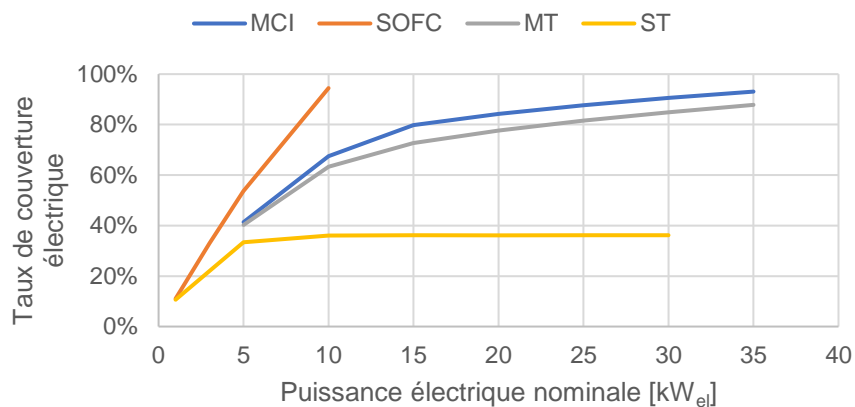


Figure 2.19 : Taux de couverture électrique

- Emissions de CO₂

Le calcul des émissions de gaz à effet de serre d'une production d'électricité par micro-cogénération dépend du contenu CO₂ de l'électricité de réseau substituée (paragraphe 2.1.3). En retenant une valeur de 500 gCO₂/kWh, la Figure 2.20 donne les émissions de CO₂ des différentes solutions.

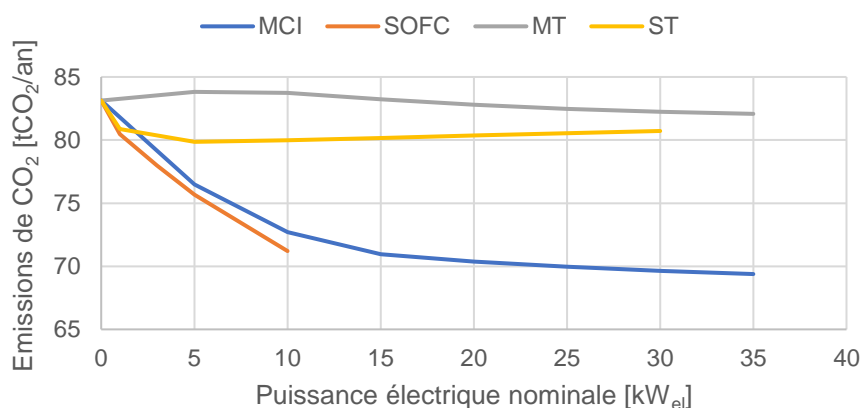


Figure 2.20 : Emissions de CO_2 annuelles
(contenu CO_2 de l'électricité déplacée : $500 \text{ gCO}_2/kWh$)

Les micro-cogénérations à micro-turbine gaz ne génèrent pas ou peu de gain d'émissions à cause de leur rendement global, même avec pour un facteur d'émission de $500 \text{ gCO}_2/kWh$ d'électricité, en particulier pour les plus petites turbines dont le rendement électrique est inférieur à 20 % PCS. Les moteurs Stirling de petite puissance sont bien placés en comparaison des piles à combustible et moteurs à combustion interne, en revanche les émissions ne diminuent plus au-delà d'une certaine puissance installée car la production plafonne. A puissance équivalente, les piles à combustible sont légèrement plus performantes que les MCI mais les émissions minimales sont atteintes avec les moteurs de plus de 15 kW_{el} .

- Synthèse

Sur la base de ces constats, **nous pouvons affirmer qu'il est nécessaire de comparer les technologies non pas sur la base de leurs performances intrinsèques (dépendantes qui plus est de la puissance nominale) mais bien à l'aune du couple qu'elles forment avec les bâtiments dans lesquels elles s'intègrent.** En effet, lorsqu'une machine est trop puissante, le besoin thermique du bâtiment bride le temps de fonctionnement et donc la production de la cogénération, ce qui pénalise son bilan économique. A l'inverse lorsqu'elle est de petite puissance, le taux de couverture n'est pas maximal et le recours fréquent à l'appoint thermique limite l'impact de la cogénération dans le bilan global d'énergie primaire. Il ne suffit donc pas de sélectionner la technologie la plus performante sur le papier, il faut aussi soigner son dimensionnement.

2.3.2 Influence du stockage thermique

L'étude précédente a montré que le moteur à combustion interne est la technologie la plus pertinente dans le bâtiment étudié (immeuble résidentiel de 28 logements modérément isolé). Elle représente le meilleur compromis entre énergie primaire économisée, impact environnemental et coût global. Ces résultats ont été obtenus avec un stockage équivalent à une demi-heure de production à pleine charge. Pour illustrer l'influence du stockage thermique sur les résultats

obtenus, on choisit donc le cas des MCI. On définit dans ce paragraphe le paramètre τ , homogène à un temps de fonctionnement de la cogénération (équation 2.8) :

$$\tau = \frac{\text{Capacité thermique ballon [kWh]}}{Q_{HX}^{nom} \text{ cogénération [kW]}} \quad (2.8)$$

Les valeurs de τ explorées sont de 0,5 (valeur par défaut), 0,25 et 1. La Figure 2.21 montre qu'il existe un optimum de coût (au moins local) situé entre $\tau = 0,25$ et 1 pour le stockage thermique. Le plus petit stockage est manifestement le moins rentable, cela s'explique par la production de la cogénération, limitée par le taux de charge minimal en mi-saison notamment. En conséquence, avec un petit stockage, la production décroît lorsque la cogénération est surdimensionnée (Figure 2.22 et Figure 2.23). A l'inverse, le stockage le plus important, $\tau = 1$ permet de fonctionner plus longtemps et augmente la production. Le coût global de cette solution est malgré tout plus élevé que pour $\tau = 0,5$ en raison d'un gain énergétique marginal et d'un coût d'investissement supérieur.

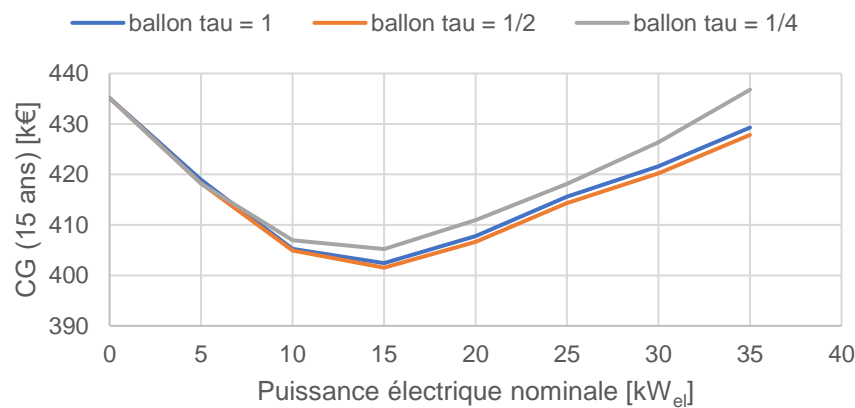


Figure 2.21 : Impact du stockage thermique sur le coût global

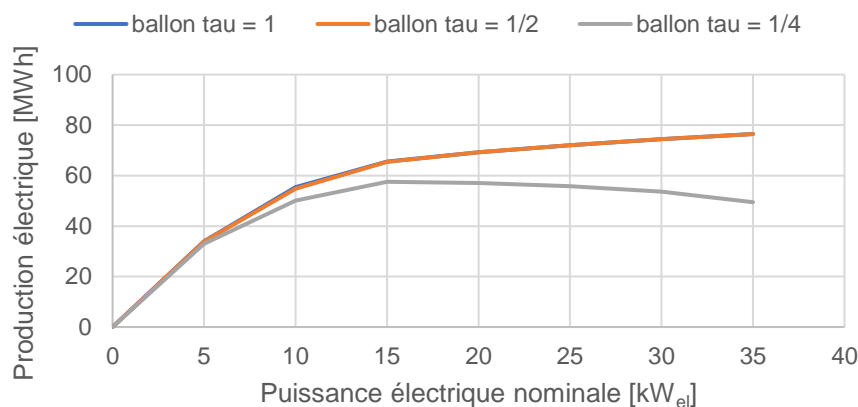


Figure 2.22 : Impact du stockage thermique sur la production électrique

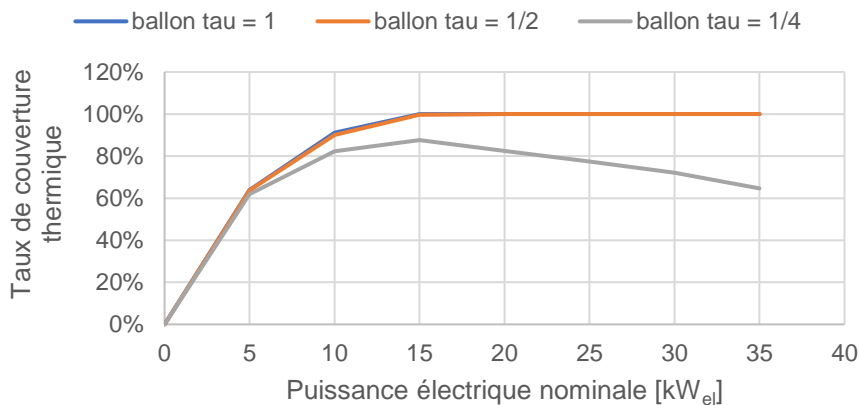


Figure 2.23 : Impact du stockage thermique sur la couverture thermique de la cogénération

Pour mieux comprendre l'influence du stockage thermique sur le fonctionnement du cogénérateur, on choisit de représenter les monotones des besoins thermiques cumulés du bâtiment (en noir) et de la production d'un cogénérateur MCI de 15 kW_{el} selon la capacité du stockage « tau » (Figure 2.24). Cette représentation permet d'observer que le temps de fonctionnement du cogénérateur est allongé de 950 h entre l'absence de stockage et un stockage d'un quart d'heure. Il l'est encore de 660 h dans le cas des deux ballons les plus gros, de nouveau le plus grand ballon présente un intérêt supplémentaire limité.

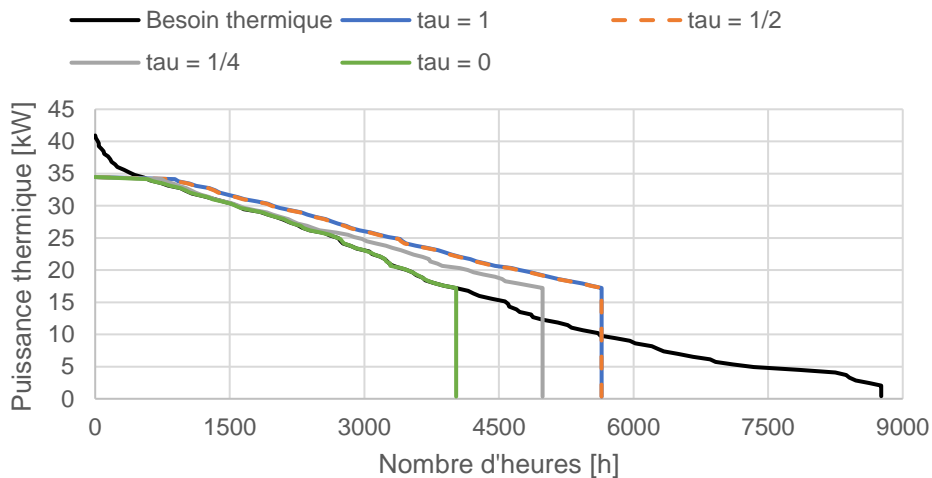


Figure 2.24 : Monotones des besoins thermiques du bâtiment et des productions thermiques d'un cogénérateur MCI de 15 kW_{el} selon la capacité du stockage thermique

2.3.3 Influence des besoins thermiques et électriques

- Périmètre de l'étude

Dans les précédentes études de cas, nous avons conservé systématiquement le même bâtiment et fait varier la puissance du cogénérateur et sa technologie. On se propose maintenant d'explorer l'influence des besoins d'un bâtiment résidentiel sur les performances de la cogénération. Comme on l'a vu Figure 2.1, divers paramètres influencent le besoin thermique :

- 1) Le nombre de logements (ratio E/C des besoins conservé au premier ordre).
- 2) Le niveau d'isolation (ratio E/C des besoins non constant).

Pour étudier l'influence de ces aspects que l'on nommera (1) *niveau de besoin thermique* et (2) *ratio de besoin E/C*, on choisit une technologie de cogénération (MCI) de puissance nominale (15 kW_{el}, 34 kW_{th}), le ratio de production E/C de cette machine vaut 0,44. On introduit le besoin thermique normalisé du bâtiment (équation 2.9) :

$$B_{th}^{norm} = \frac{\text{Besoin thermique annuel [kWh]}}{8760 \cdot Q_{HX}^{nom} \text{ cogénération [kW]}} \quad (2.9)$$

Pour la machine étudiée, $B_{th}^{norm} = 1$ correspond à un besoin thermique annuel de 298 MWh soit environ 60 logements tels que ceux du bâtiment précédent. Par exemple, si le ratio de besoin E/C vaut 0,5 alors le besoin électrique spécifique de cet immeuble est de 149 MWh. La plage de ratio de besoin E/C que l'on peut rencontrer dans le parc français s'étend de 0,1 – maison individuelle non isolée, faible consommateur électrique – à plus de 1 – appartement RT 2012, fort consommateur électrique (cf. chapitre 1).

- Résultats

Le taux de couverture thermique ne dépend que du besoin thermique dans le cas d'un pilotage sur la demande thermique. La Figure 2.25 montre l'évolution de la couverture thermique par la cogénération en fonction du besoin du bâtiment, l'évolution obtenue est spécifique au profil de besoin et au stockage thermique. A partir de $B_{th}^{norm} \approx 0,5$, la cogénération ne peut plus couvrir l'intégralité de la demande thermique et l'appoint est sollicité. La forme exacte de cette courbe (point de rupture et inclinaison) dépend de l'intermittence des profils de puissance et de la qualité de la régulation et notamment de la cascade cogénérateur – appoint. L'intérêt de la simulation détaillée avec la plateforme de modélisation développée au chapitre 4 est notamment de prédire de manière plus précise la forme de cette courbe en prenant mieux en compte la dynamique des besoins et de l'installation.

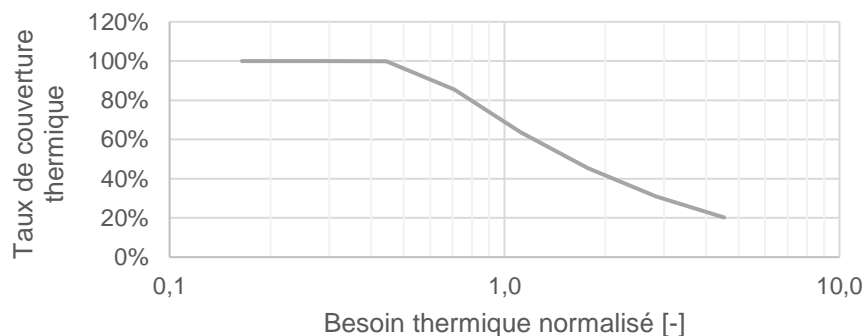


Figure 2.25 : Couverture thermique de la cogénération selon le besoin thermique

Pour chaque *niveau de besoin thermique* et chaque *ratio de besoin E/C*, on calcule la différence relative entre la solution de référence (chaudière gaz + réseau électrique) et la solution de

cogénération (Figure 2.26). On observe que le gain maximum en coût global sur 15 ans pour la cogénération étudiée est obtenu pour un *ratio E/C* de 0,6 et B_{th}^{norm} de 0,7. Pour tous les *ratios de besoin E/C*, il existe un *niveau de besoin thermique* permettant d'atteindre un optimum en coût global. Le gain optimal le plus élevé correspond à un *ratio de besoin E/C* de 0,6.

Plus généralement, le surdimensionnement de la cogénération (B_{th}^{norm} faible) conduit invariablement à des solutions non-rentables, le sous-dimensionnement (B_{th}^{norm} fort) est moins critique, la limite du gain tend vers 0⁺ quand le besoin thermique tend vers l'infini.

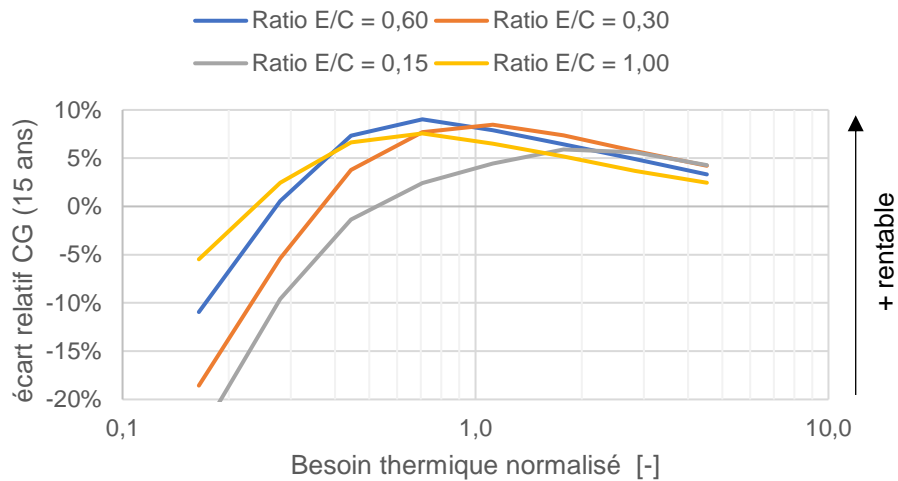


Figure 2.26 : Ecart relatif en coût global entre une solution de cogénération et la référence selon les besoins thermiques et électriques

Le taux d'autoproduction (ou taux d'autosuffisance) passe par un maximum dont la valeur est d'autant plus élevée que le *ratio de besoin E/C* est faible (Figure 2.27). L'autonomie électrique est atteignable à condition que le *ratio de besoin E/C* soit nettement inférieur au *ratio de production E/C* du cogénérateur.

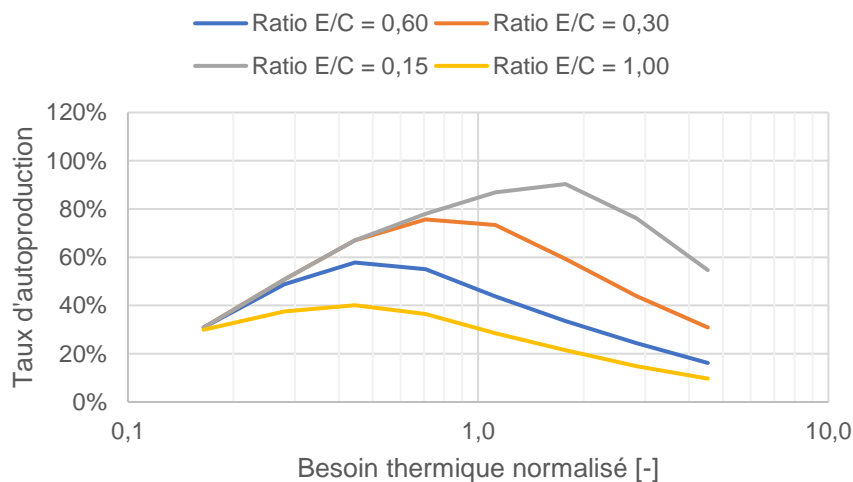


Figure 2.27 : Taux d'autoproduction selon les besoins thermiques et électriques

En rapprochant la Figure 2.27 de la Figure 2.26, on peut remarquer que l'optimum économique est atteint pour la même valeur de besoin thermique que le taux d'autoproduction maximal, et ce pour tous les *ratios de besoin E/C*.

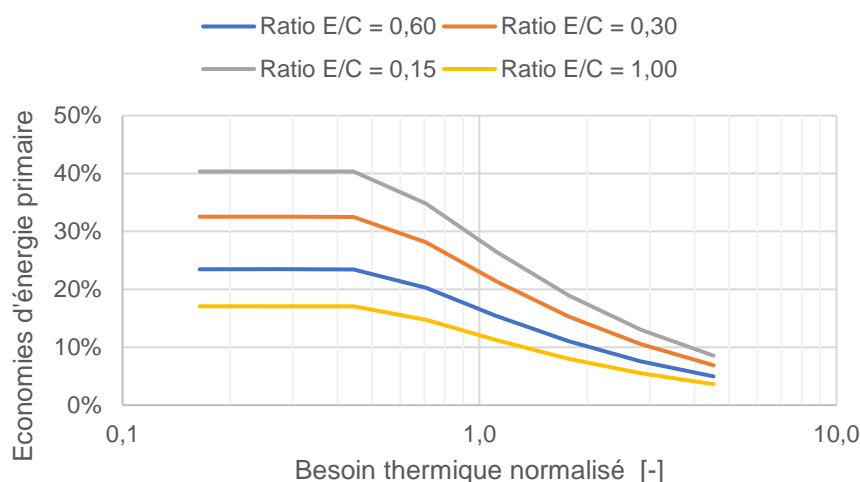


Figure 2.28 : Economies d'énergie primaire relatives selon les besoins thermiques et électriques

La Figure 2.28 montre que l'économie d'énergie primaire relative permise par la cogénération plafonne lorsque la cogénération est surdimensionnée (B_{th}^{norm} faible), elle dépend alors uniquement du *ratio de besoin E/C* et du *ratio de production E/C* de la cogénération car l'appoint n'est pas sollicité. Les économies relatives d'énergie primaire les plus élevées sont toujours atteintes pour des bâtiments peu isolés ou peu consommateurs d'électricité (E/C faible).

Quel que soit le ratio de besoin E/C, la valeur optimale de dimensionnement selon le critère de l'énergie primaire se situe proche de $B_{th}^{norm} = 0,5$. Au-delà de cette valeur, la cogénération est sous-dimensionnée, une cogénération plus puissante aurait permis plus d'économies.

En ce qui concerne les émissions de CO₂ évitées, le raisonnement et les résultats sont identiques.

- Synthèse

Cette étude de sensibilité a montré qu'il existe, pour un cogénérateur donné, des bâtiments dont les caractéristiques maximisent les performances énergétiques, économiques et environnementales. Ces critères se rejoignent **dans le cas du MCI étudié pour un bâtiment dont le ratio de besoin E/C est proche de 0,6 et B_{th}^{norm} compris entre 0,45 (optimum énergétique et environnemental) et 0,7 (optimum économique).**

A l'inverse, on montre aussi que, pour cette cogénération, les économies d'énergie primaire maximales (faibles *ratios caractéristiques de besoin E/C*, par exemple 0,15 et $B_{th}^{norm} < 0,5$) ne sont pas économiquement viables : la solution cogénérée est alors plus chère que la référence car la cogénération est nettement surdimensionnée par rapport aux besoins du bâtiment.

2.3.4 Influence des impacts énergétiques et environnementaux de l'électricité de réseau

La micro-cogénération permet de substituer (entièrement ou en partie) l'import d'électricité du réseau national par la production locale, les bénéfices environnementaux et énergétiques de la micro-cogénération dépendent donc grandement de l'impact de l'électricité substituée. Pour illustrer l'impact des hypothèses des facteurs d'émissions de CO₂ et d'énergie primaire de l'électricité du réseau, le cas d'étude du paragraphe 2.3.1 est utilisé de nouveau (MCI de 15 kW_{eI} et immeuble de 28 logements modérément isolé).

Le facteur d'énergie primaire de l'électricité est considéré sur une fourchette de 1,5 à 4 kWh_{EP}/kWh_{EF}, le facteur d'émission de CO₂ entre 50 (méthodes moyennes) et 750 gCO₂/kWh_{EF} (méthodes marginales court terme). Dans tous les cas, les facteurs d'émissions de CO₂ et d'énergie primaire du gaz naturel sont respectivement de 256 gCO₂/kWh_{EF} et 1,28 kWh_{EP}/kWh_{EF}.

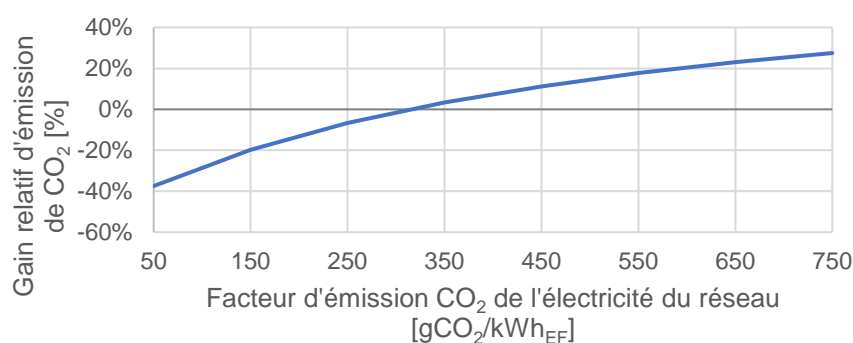


Figure 2.29 : Sensibilité des gains d'émissions CO₂ selon le facteur d'émission de CO₂ de l'électricité de réseau

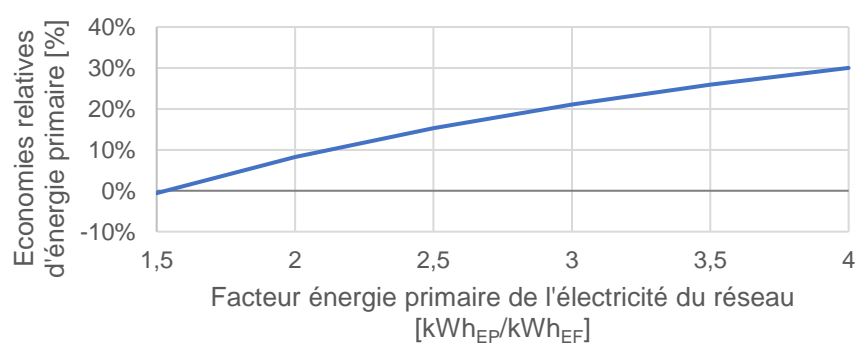


Figure 2.30 : Sensibilité des économies d'énergie primaire selon le facteur énergie primaire de l'électricité de réseau

La Figure 2.29 montre que les gains obtenus par la cogénération peuvent être négatifs dans le cas où l'électricité substituée a un contenu CO₂ inférieur à environ 300 gCO₂/kWh. En revanche, quel que soit le facteur d'énergie primaire de l'électricité de réseau, dans la fourchette considérée (représentative des extrêmes de la littérature), il existe toujours un gain d'énergie primaire (Figure 2.30).

Dans l'éventualité où le gaz naturel serait substitué par du biométhane (l'ADEME et GrDF prévoient 10 % de gaz naturel d'origine renouvelable dans le réseau à l'horizon 2030 (GRDF, ADEME, 2014), les facteurs d'émission seront amenés à diminuer, ce qui aura pour effet de décaler les courbes vers le haut.

Sans conclure de manière quantitative sur les gains d'émissions de CO₂ en raison des nombreuses méthodes de calcul disponibles, on peut affirmer qu'il est souhaitable de faire fonctionner la cogénération de manière à maximiser le contenu CO₂ de l'électricité substituée, ce qui revient à la faire fonctionner en période de pointe de consommation lorsque des moyens de production centralisés polluants sont appelés.

2.3.5 Discussion

L'approche simplifiée a montré l'influence du choix de la cogénération (puissance installée et technologie), du stockage thermique, ainsi que celle des besoins du bâtiments. Bien que qualitatifs en raison du niveau de modélisation adopté, les résultats indiquent que **les moteurs à combustion interne constituent aujourd'hui la technologie la plus favorable économiquement en raison de leur maturité et performances pour atteindre des économies d'énergie primaire substantielles. En revanche, les gains énergétiques et environnementaux dépendent fortement des impacts attribués à l'électricité du réseau national.**

Le Tableau 2.6 regroupe les enjeux du dimensionnement de la micro-cogénération identifiés dans ce chapitre.

	Faible puissance	Forte puissance
Avantages	<ul style="list-style-type: none"> Temps de fonctionnement élevé Investissement initial plus faible Autoconsommation élevée 	<ul style="list-style-type: none"> Forte couverture thermique Coût d'investissement et maintenance spécifique faibles Rendement électrique plus élevé Tarif de rachat élevé Fortes économies EP
Inconvénients	<ul style="list-style-type: none"> Faible couverture thermique Coût d'investissement et de maintenance spécifiques (€/kW) et (€/kWh) élevés Rendement électrique plus faible Tarif de rachat faible Faibles économies EP 	<ul style="list-style-type: none"> Temps de fonctionnement faible Investissement initial élevé Risque de cyclage Surinvestissement stockage thermique

Tableau 2.6 : Avantages et inconvénients selon la puissance de cogénération installée

L'outil simplifié a montré qu'un stockage thermique de taille suffisante est nécessaire pour ne pas limiter la durée de fonctionnement annuelle du cogénérateur. Il existe une taille optimale de

stockage d'un point de vue économique et énergétique qui concilie coût d'investissement et amélioration du fonctionnement du cogénérateur. La simplicité de la modélisation du stockage thermique dans l'outil simplifié laisse toutefois penser que l'optimum de dimensionnement identifié est approximatif.

Limites de l'outil simplifié

Les limites de l'outil simplifié évoquées au cours de ce chapitre sont les suivantes :

- Un outil simplifié ne permet pas de calculer des conditions de fonctionnement précises des micro-cogénérateurs (température d'eau, taux de charge). Les performances des micro-cogénérateurs sont calculées en performances nominales sans dégradation/amélioration des performances selon les conditions d'exploitation. On doit s'interroger sur le niveau de modélisation du micro-cogénérateur à adopter et quels sont les phénomènes à prendre en compte pour correctement évaluer ses performances saisonnières. C'est pourquoi on propose au chapitre 3 l'emploi d'un modèle semi-empirique détaillé de micro-cogénération et de caractériser expérimentalement les performances de deux micro-cogénérateurs : MCI et MT. Une analyse critique du niveau de modélisation adoptée sera menée.
- On a vu, dans le cas des piles à combustible, que les besoins thermiques du bâtiment ne sont pas toujours suffisants pour assurer un fonctionnement continu du micro-cogénérateur malgré la présence d'un stockage thermique, ce qui limite la puissance installable. Une meilleure prédiction des risques de cyclage est nécessaire pour assurer la pérennité du matériel et une production conforme aux attentes.
- Cet exemple illustre qu'une simplification de la régulation et de l'installation hydraulique dans une approche statique horaire simplifiée peut entraîner une approximation du taux de couverture thermique de la cogénération. Or le calcul des impacts de la micro-cogénération dans un bâtiment dépend en particulier de la courbe du taux de couverture selon le besoin thermique du bâtiment. Son évaluation précise requiert une modélisation plus fine du comportement de l'ensemble micro-cogénérateur, appoint, stockage, distribution, émission de chaleur et des besoins du bâtiment. C'est pourquoi une plateforme de modélisation de tous ces systèmes sera proposée au chapitre 4.

Enfin, d'un point de vue plus méthodologique, il est pertinent d'interroger la précision d'un outil statique avec des bilans énergétiques horaires par rapport à une modélisation dynamique détaillée à pas de temps variable telle que développée au chapitre 4. La comparaison sera menée au chapitre 5.

3 Conclusion du chapitre

Ce chapitre a permis de mettre en évidence la problématique de l'intégration des micro-cogénérations au sein des bâtiments et d'identifier quatre objectifs qui sont traités dans la thèse :

- Identifier le meilleur dimensionnement et la meilleure technologie de micro-cogénération adaptée à un bâtiment
- Identifier les effets respectifs des ratios caractéristiques E/C des cogénérateurs et des besoins des bâtiments
- Identifier le(s) meilleur(s) stockage adapté au couple cogénérateur-bâtiment
- Identifier le schéma d'intégration hydraulique et la régulation associée optimaux

Nous avons développé un corps d'hypothèses, d'indicateurs et un outil de modélisation simplifié de type tableur pour simuler le comportement de différentes technologies de cogénérations dans différents bâtiments et montré que :

- Sur la base d'un calcul en coût global, il existe un dimensionnement optimal entre une cogénération sous-dimensionnée peu rentable fonctionnant « en base » et une cogénération surdimensionnée qui couvre tous les besoins thermiques mais fonctionne peu et jamais rentabilisée (2.3.1).
- Le ballon de stockage semble nécessaire pour favoriser le cogénérateur et éviter l'utilisation de l'appoint, son surdimensionnement conduit toutefois à des pertes thermiques inutiles (2.3.2).
- Il existe un ratio E/C optimal des besoins du bâtiment conduisant à une meilleure rentabilité pour une cogénération donnée (2.3.3).
- Le mix de production électrique substitué par le micro-cogénérateur doit être constitué de moyens de production relativement carbonés (centrales à CCG ou charbon) s'il fonctionne au gaz naturel.

Enfin, nous avons listé les limites de l'outil simplifié, il apparaît que pour apporter une plus grande précision et valider les ordres de grandeurs de cet outil, la simulation de modèles plus détaillés de cogénérateurs (chapitre 3 et 4) et de systèmes énergétiques du bâtiment (chapitre 4) est nécessaire. Cela permettra de tenir compte de phénomènes hydrauliques et thermiques pouvant dégrader le rendement saisonnier des systèmes et de comparer sous cet angle les nombreux schémas d'installations que l'on peut trouver dans la littérature (fabricants, guides techniques...).

4 Bibliographie

- Tzscheutschler, P., 2013. Experiences from Field Testing of Stirling Micro-CHP Systems. *Proceedings of 11th REHVA world congress CLIMA 2013, Prague*.
- ADEME, 2014. Base Carbone. *Base de données, ADEME*.
- Andlauer, B., 2011. Optimisation systémique de micro-cogénérateurs intégrés au bâtiment. *Thèse de doctorat, Mines ParisTech*.
- Beausoleil-Morrison, I., 2008. An Experimental and Simulation-Based Investigation of the Performance of Small-Scale Fuel Cell and Combustion-Based Cogeneration Devices Serving Residential Buildings. *Rapport, Government of Canada, IEA*.
- Berthou, T. et al., 2015. Smart-E : A tool for energy demand simulation and optimization at city scale. *Proceedings of Building Simulation 2015, Hyderabad, India*.
- Bianchi, M., De Pascale, A., Melino, F. & Peretto, A., 2014. Performance prediction of micro-CHP systems using simple virtual operating cycles. *Applied thermal engineering*, Volume 71, pp. 771 - 779.
- Bonabe de Rougé, R., Escudero, L. & Picard, P., 2017. Modélisation et simulation d'installations de micro-cogénération avec écogénérateur Stirling - Partie 2 : Mise au point d'installations. *Rapport interne CRIGEN Engie Lab*.
- Bonabe de Rougé, R. et al., 2016. Expérimentation d'une micro-cogénération à turbine gaz sur un banc semi-virtuel et validation d'un modèle destiné à la simulation énergétique du bâtiment. *Conférence IBPSA France, Champs-sur-Marne*.
- Bonabe de Rougé, R., Picard, P., Stabat, P. & Marchio, D., 2015. A comparison of integration solutions for a gas Stirling micro-cogeneration system in residential buildings. *Conférence CLIMAMED 2015, Juan-les-Pins*.
- Bouvenot, J.-B., 2015. Etudes par voies expérimentales et numériques de solutions de micro cogénération couplés aux bâtiments d'habitation. *Thèse de doctorat, INSA Strasbourg*.
- Club d'Ingénieur Prospective et Environnement, 2004. Cogénérations et émissions de CO₂. *Les Cahiers du CLIP*, Janvier.
- CSTB/DEE/EICV, 2015. BENEFIG : Convention ANR 2011 VILD 001 01. *Rapport, CSTB*.
- Dorer, V. & Weber, A., 2008. Energy and CO₂ emissions performance assessment of residential micro-cogeneration systems with dynamic whole-building simulation programs. *Energy Conversion and Management*, Volume 50, pp. 648-657.

Dorer, V., Weber, R. & Weber, A., 2005. Performance assessment of fuel cell micro-cogeneration systems for residential buildings. *Energy and Buildings*, Volume 37, pp. 1132-1146.

EcoInvent, 2016. *EcoInvent Database 3.3*. [En ligne]

Available at: <http://www.ecoinvent.org/database/ecoinvent-33/ecoinvent-33.html>

[Accès le août 2017].

Ellamla, H. R. et al., 2015. Current status of fuel cell based combined heat and power systems for residential sector. *Journal of Power Sources*, Volume 293, pp. 312-328.

Elmer, T., Worall, M., Wu, S. & Riffat, S. B., 2015. Emission and economic performance assessment of a solid oxide fuel cell micro-combined heat and power system in a domestic building. *Applied Thermal Engineering*, Volume 90, pp. 1082-1089.

Entchev, E. & Tzscheutschler, P., 2014. Integration of Microgeneration and Related Technologies in Building - Final Report of Annex 54. *Rapport, Technische Universität München, Germany*.

Eurostat, 2016. *Statistiques sur le prix de l'énergie*. [En ligne]

Available at:

http://ec.europa.eu/eurostat/statisticsexplained/index.php/Energy_price_statistics/fr

[Accès le 10 Août 2017].

Gazis, E. & Harrison, G. P., 2011. Life cycle energy and carbon analysis of domestic combined heat and power generators. *PowerTech, Trondheim*.

GRDF, ADEME, 2014. Une vision pour le biométhane en France pour 2030.

Hawkes, A., Staffell, I., Brett, D. & Brandon, N., 2009. Fuel cells for micro-combined heat and power generation. *Energy & Environmental Science*, Volume 2, pp. 729-744.

Itten, R., Frischknecht, R. & Stucki, M., 2014. Life Cycle Inventories of Electricity Mixes and Grid. *Treeze, Uster, Switzerland*.

Léo, J. et al., 2017. Assessment of an internal combustion engine micro-CHP operation for different office buildings performance scenarios. *Proceedings of Building Simulation 2017, San Francisco*.

Marchio, D. et al., 2005. Quelles solutions pour des bâtiments de bureaux climatisés à moins de 100 kWh/m²/an ?. *Rapport, CSTB*.

Roux, C., 2016. Analyse de cycle de vie conséquentielle appliquée aux ensembles bâtis. *Thèse de doctorat, Université PSL - Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris*.

Staffell, I., 2009. Fuel Cells for Domestic Heat and Power: Are They Worth It?. *Thèse de doctorat, University of Birmingham*.

Staffell, I., Brett, D. J., Brandon, N. P. & Hawkes, A. D., 2015. Domestic Micro cogeneration: Renewable and distributed energy technologies, policies and economics. *Livre, Routledge*.

Stern, N., 2006. The Economics of Climate Change : The Stern Review. *Cambridge University Press*.

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

CHAPITRE 3

Caractérisation expérimentale et modélisation de deux technologies de micro-cogénération : moteur à combustion interne et micro-turbine

Résumé

Ce chapitre présente une modélisation semi-empirique dynamique des micro-cogénérateurs qui s'appuie sur des travaux expérimentaux. On s'intéresse à deux technologies pour lequel peu ou pas de modèle de ce type sont disponibles dans la littérature : un moteur à combustion interne avec échangeur « à condensation » sur les fumées et une micro-turbine.

Dans la première partie, on présente le modèle semi-empirique dynamique de micro-cogénération de la littérature servant de base pour les développements de ce chapitre. Il tient compte des performances en régime stationnaire non-nominal et en régime instationnaire. Il intègre un modèle de combustion pour distinguer finement les pertes thermiques par les fumées latentes, sensibles et par les parois.

Les deux cogénérateurs étudiés sont le CogenGreen ecoGEN-7.5AGc et le EnerTwin MTT. Nous avons utilisé les résultats de 3 campagnes expérimentales différentes. Selon le cas nous avons :

- exploité les résultats d'essais existants,
- adapté le banc et mené les essais,
- fait mener les essais.

Les résultats permettent de calibrer et adapter le modèle pour chaque technologie. Ses limites sont mises en évidence, ainsi, on introduit des modifications pour tenir compte des spécificités des moteurs à combustion interne et micro-turbines. En particulier, représenter le fonctionnement de micro-turbines nécessite l'extension du modèle sur de nombreux aspects : prise en compte de la modulation, sensibilité à la température d'air comburant, sensibilité des démarrages à la durée de refroidissement.

Enfin, à l'aide de simulations de performances saisonnières, on étudie la sensibilité du modèle à chacun des phénomènes précédents dans le but de déterminer les plus influents.

Table des matières

Résumé.....	121
Table des matières.....	122
Table des figures.....	124
Table des tableaux.....	126
1 Etat de l'Art des essais de micro-cogénération et modèle retenu	127
1.1 Objectifs et démarche.....	127
1.2 Etat de l'Art des essais de micro-cogénération pour différentes technologies.....	128
1.2.1 Différents types d'essais	128
1.2.2 Moteurs Stirling	130
1.2.3 Moteurs à combustion interne	131
1.2.4 Piles à combustible.....	132
1.2.5 Autres technologies	133
1.2.6 Synthèse	134
1.3 Modèle de micro-cogénération retenu.....	135
1.3.1 Phénomènes stationnaires	136
1.3.2 Modélisation des phénomènes instationnaires.....	139
1.3.3 Principe de paramétrage du modèle	140
1.4 Synthèse de l'état de l'Art des essais et du modèle retenu	141
2 Etude expérimentale et modélisation d'une micro-cogénération à moteur à combustion interne	143
2.1 Présentation de l'unité de cogénération et du banc de test.....	143
2.1.1 Unité de micro-cogénération.....	143
2.1.2 Banc d'essai	144
2.1.3 Moyens métrologiques et analyse d'incertitudes	145
2.2 Résultats expérimentaux.....	147
2.2.1 Régime stationnaire	147
2.2.2 Régime instationnaire	149
2.3 Adaptation du modèle et identification des paramètres	151
2.3.1 Modélisation et identification en régime stationnaire	151
2.3.2 Modélisation et identification en régime instationnaire	154
2.4 Synthèse de l'étude numérique et expérimentale d'un micro-cogénérateur à moteur à combustion interne.....	158
3 Etude expérimentale et modélisation d'une micro-cogénération à micro-turbine.....	159
3.1 Présentation de la machine et du banc de test.....	159
3.1.1 Machine.....	159
3.2 Campagnes expérimentales	162
3.2.1 Bancs d'essais	162
3.2.2 Résultats expérimentaux.....	170
3.3 Adaptations du modèle et identification des paramètres	171

3.3.1	Identification des paramètres stationnaires.....	171
3.3.2	Identification des paramètres instationnaires du modèle semi-empirique	186
3.4	Validation du modèle sur une séquence expérimentale.....	198
3.4.1	Périmètre de validation	198
3.4.2	Essai utilisé pour la validation.....	199
3.4.3	Critères de validation.....	201
3.4.4	Résultats	202
3.4.5	Débit d'eau et températures	205
3.5	Etude de sensibilité du modèle	206
4	Synthèse du chapitre	209
4.1	Récapitulatif des travaux réalisés.....	209
4.2	Bilan des nouveautés apportées au modèle	209
4.3	Vers un modèle générique simplifié de micro-cogénération	210
5	Bibliographie.....	211

Table des figures

Figure 3.1 : Profil de la charge thermique imposée dans la norme DIN 4709, source : (Bernd, 2014)	129
Figure 3.2 : Schéma de principe du modèle de l'Annexe 42, deux volumes de contrôle internes à caractériser (en haut) et un volume d'eau	131
Figure 3.4 : Schéma de principe du modèle de micro-cogénération développé pour le moteur Stirling (Bouvenot, 2015)	136
Figure 3.5 : Photo de la micro-cogénération étudiée (gauche) et du boîtier de contrôle (droite)	143
Figure 3.6 : Schéma de principe de la micro-cogénération étudiée	144
Figure 3.7 : Schéma de principe du banc d'essai du micro-cogénérateur MCI au COSTIC	145
Figure 3.8 : Photo du banc d'essai du micro-cogénérateur MCI au COSTIC	145
Figure 3.8 : Rendements électriques, thermiques et totaux pour des températures de retour d'eau de 30 °C, 40 °C, 50 °C et 60 °C (de gauche à droite et de haut en bas) selon le taux de charge électrique	149
Figure 3.9 : Démarrage et arrêts de la micro-cogénération, modèle identifié	150
Figure 3.10 : Mesures (points) et modèle (lignes pointillés) des puissances combustible (gris), thermique (orange) et électrique (bleu) de la cogénération pour une température de retour d'eau de 40 °C (gauche) et 60 °C (droite)	151
Figure 3.11 : Mesures et modèle de la température des fumées	152
Figure 3.13 : Bilan des flux énergétiques sortants (gauche) et entrant (droite) du micro-cogénérateur pour une température de retour d'eau de 40 °C et différents taux de charge	154
Figure 3.14 : Schéma de principe de la phase de détermination du coefficient d'échange thermique dit « passif » entre la capacité thermique MC_{int} et l'ambiance	155
Figure 3.15 : Evolution de la température interne du moteur - mesures et modèle du premier ordre à l'arrêt (refroidissement passif)	155
Figure 3.16 : Schéma de principe de détermination des constantes de temps de refroidissement passif et actif et du coefficient d'échange thermique dit « actif »	156
Figure 3.17 : Evolution de la température interne mesurée et modélisée lors du refroidissement actif, puissance thermique déchargée et coefficient UA actif quasi-constant durant la séquence	157
Figure 3.17 : MTT EnerTwin, source : www.enertwin.com	159
Figure 3.18 : Illustration du cycle utilisé dans la micro-turbine MTT (Brayton régénératif), source : (Allouache, et al., 2015)	160
Figure 3.19 : Vue schématique latérale (droite) de la micro-cogénération, source : adapté du manuel d'utilisation	160
Figure 3.20 : Vue schématique latérale (gauche) de la micro-cogénération, source : adapté du manuel d'utilisation	161
Figure 3.21 : Photo du banc d'essai utilisé au CRIGEN	162
Figure 3.22 : Schéma du banc d'essai utilisé au CRIGEN, source : (Allouache, et al., 2015)	163
Figure 3.23 : Photos du banc d'essai : à gauche le laboratoire dans son ensemble, à droite la micro-turbine et son interface de contrôle et d'acquisition	166
Figure 3.24 : Description d'un module hydraulique, source : CSTB	167

Figure 3.25 : Boîte à décade pour l'émulation de température, source : CSTB.....	168
Figure 3.26 : Intégration de la micro-turbine au laboratoire semi-virtuel, source : CSTB	168
Figure 3.27 : Puissance combustible PCS issue des mesures et modélisée	172
Figure 3.28 : Puissance électrique en fonction de la puissance combustible selon le modèle et selon les mesures	173
Figure 3.29 : Puissance thermique en fonction du PLR prédite par le modèle et issue des mesures	174
Figure 3.30 : Température des fumées modélisée et issue des mesures	175
Figure 3.31 : Pertes vers l'ambiance modélisées d'après les mesures	176
Figure 3.32 : Facteur d'air mesuré et modélisé en fonction de la charge (PLR)	177
Figure 3.33 : Bilan des puissances sortantes de la micro-cogénération à température de retour d'eau de 60 °C en fonction de la charge (PLR) en régime stationnaire	178
Figure 3.34 : Méthode employée pour adapter et calibrer le modèle semi-empirique à partir d'un modèle physique et d'essais.....	180
Figure 3.35 : Méthode de calibration du modèle physique à partir des données d'essais	182
Figure 3.36 : Puissance thermique produite en fonction de la température d'air entrant, modèle physique et essais à 200 krpm (PLR = 40 %)......	183
Figure 3.37 : Puissance électrique produite en fonction de la température d'air entrant, modèle physique et essais à 200 krpm (PLR = 40 %)......	184
Figure 3.38 : Simulation paramétrique de la puissance électrique en fonction de la température d'air comburant et du taux de charge (PLR)	185
Figure 3.39 : Chronogramme simplifié du démarrage du modèle de micro-turbine gaz.....	187
Figure 3.40 : Puissance combustible mesurée et modélisée au démarrage (cas d'un démarrage à chaud).....	188
Figure 3.41 : Puissance thermique mesurée au démarrage et modélisée par une exponentielle ..	189
Figure 3.42 : Puissance électrique nette mesurée et modèle proposé au démarrage.....	190
Figure 3.44 : Consommation électrique des auxiliaires au démarrage mesurée et modélisée.....	191
Figure 3.44 : Durée de la phase de démarrage de la puissance combustible ($\Delta t_{intfuel} - \Delta t_{startfuel}$) à partir des mesures et modèle proposé.....	192
Figure 3.45 : Ecart absolu entre puissance combustible nominale et puissance combustible en phase de démarrage selon la durée d'arrêt, mesures et corrélation	193
Figure 3.46 : Constante de temps τ_{startQ} en fonction de la durée d'arrêt, mesures et modèle proposé.....	194
Figure 3.47 : Temporisations électriques au démarrage, mesures et modèle proposé	195
Figure 3.48 : Palier de puissance électrique intermédiaire au démarrage	196
Figure 3.49 : Puissance électrique auxiliaire moyenne consommée au démarrage, mesures et modèle proposé	196
Figure 3.50 : Puissance thermique lors du refroidissement pour 7 essais et modèle proposé.....	197
Figure 3.51 : vue Dymola du modèle et conditions aux limites retenues pour validation.....	199
Figure 3.52 : Température d'air extérieur et besoin thermique total simulés durant la séquence de validation.....	200
Figure 3.53 : Conditions aux limites de température pour la micro-cogénération	200

Figure 3.54 : Etat de la cogénération durant la journée de validation	201
Figure 3.55 : Validation sur une journée de la production thermique simulée.....	203
Figure 3.56 : Validation sur une journée de la production électrique nette simulée	204
Figure 3.57 : Validation sur une journée de la consommation de combustible simulée	204
Figure 3.58 : Validation sur une journée du débit d'eau simulé	205
Figure 3.59 : Validation de la température de départ simulée	206

Table des tableaux

Tableau 3.1 : État de l'Art non-exhaustif des études expérimentales de micro-cogénérateurs à moteur Stirling (MS), moteur à combustion interne (MCI), piles à combustible (PàC) et Rankine (RC)	134
Tableau 3.2 : Grandeurs mesurées et calculées par la chaîne d'acquisition et incertitudes.....	146
Tableau 3.3 : Essais stationnaires réalisés sur la micro-cogénération MCI	148
Tableau 3.4 : Comparaison des méthodes d'obtention de la capacité thermique interne équivalente	157
Tableau 3.5 : Liste et caractéristiques des moyens métrologiques, source : (Allouache, et al., 2015)	164
Tableau 3.6 : Liste et caractéristiques des moyens métrologiques, source : CSTB	169
Tableau 3.7 : Tableau récapitulatif des essais réalisés au CRIGEN.....	170
Tableau 3.8 : Tableau récapitulatif des essais réalisés au CSTB	171
Tableau 3.9 : Valeurs des paramètres calibrés dans le modèle physique.....	184
Tableau 3.10 : Principaux paramètres calibrés du modèle semi-empirique	186
Tableau 3.11 : Indicateurs de validation des trois puissances calculées par le modèle	205
Tableau 3.12 : Indicateurs de validation des températures de départ et débit d'eau simulés	206
Tableau 3.13 : Résultats de simulation annuelle du modèle de micro-cogénération et des versions dégradées pour deux types de sollicitations différentes.....	208
Tableau 3.14 : Tableau récapitulatif des campagnes d'essais exploitées ou menées durant la thèse et des adaptations du modèle de cogénération	209

1 Etat de l'Art des essais de micro-cogénération et modèle retenu

1.1 Objectifs et démarche

- Motivations

Dans le chapitre 2, nous avons évoqué la nécessité de recourir à une modélisation plus fine du comportement des micro-cogénérations pour obtenir une meilleure prédiction des performances saisonnières de l'installation. On présente dans le chapitre 3 le choix d'un modèle détaillé semi-empirique de micro-cogénération puis deux études expérimentales de micro-cogénérateurs basés sur un moteur à combustion interne (MCI) et sur une micro-turbine (MT) gaz.

L'objectif de ces deux études expérimentales est de mieux caractériser les performances des deux technologies étudiées en fonction des conditions de fonctionnement. Le choix des deux systèmes de micro-cogénération retenus s'explique par les raisons suivantes :

- Le moteur à combustion interne CogenGreen de 7,5 kW_{el} comprend un échangeur de chaleur fumées – eau chaude à condensation : le rendement atteignable est donc supérieur aux modèles standards qui ont fait l'objet d'études expérimentales jusqu'ici, par exemple (Beausoleil-Morrison, 2007) (Rosato & Sibilio, 2013). La condensation permet un gain sur le rendement thermique atteignant théoriquement jusqu'à 11 points.
- La micro-turbine MTT EnerTwin de 3 kW_{el}, à l'état de prototype, est l'une des plus petites cogénérations reposant sur l'utilisation d'une turbine à gaz. Elle ouvre la voie à l'intégration de ces machines dans des petits bâtiments résidentiels et tertiaires. En raison de l'apparition encore récente de ce type de produits, peu d'études en simulation intègrent cette technologie dans les comparaisons de systèmes intégrés aux bâtiments (Barbieri, et al., 2011) (Bianchi, et al., 2014). De plus, ces rares travaux ne s'appuient pas sur une étude expérimentale de la micro-turbine mais sur des données annoncées par le constructeur à puissance nominale. En effet, il n'y a pas d'essais adéquats dans la littérature pour la calibration d'un modèle détaillé de ce type d'appareil. Il existe donc un besoin de caractériser les performances réelles de cette machine sous différentes conditions de fonctionnement.

Enfin, le modèle de micro-cogénération que nous avons retenu, et qui va nous servir de base pour la suite, n'a jusqu'à présent pas été employé pour la caractérisation d'un MCI et d'une MT. Cet exercice permet de mettre en lumière d'éventuelles limites du modèle dans sa forme initiale et d'apporter les adaptations nécessaires à ces deux technologies.

- Démarche

La démarche de ce chapitre consiste à s'appuyer sur un bref état de l'Art des essais de micro-cogénérateurs et à retenir un modèle numérique adapté à la simulation énergétique dynamique annuelle. On présente le principe de calibration de ce modèle, depuis les essais expérimentaux à réaliser sur le banc de test jusqu'à l'identification des coefficients empiriques du modèle.

On mène ensuite des essais de caractérisation sur les deux appareils précédemment évoqués pour calibrer le modèle dans chaque cas. Les limites de ce modèle sont mises en évidence, ainsi, on introduit des modifications pour tenir compte des spécificités des moteurs à combustion interne et micro-turbines. En particulier, représenter le fonctionnement de micro-turbines nécessite l'extension du modèle sur de nombreux aspects : prise en compte de la modulation, sensibilité à la température d'air comburant, sensibilité des démarrages à la durée de refroidissement.

Enfin, à l'aide de simulations de performances saisonnières, on étudie la sensibilité du modèle à chacun des phénomènes susmentionnés dans le but de déterminer les plus influents.

1.2 Etat de l'Art des essais de micro-cogénération pour différentes technologies

Cette partie présente une brève revue de la littérature concernant les essais de micro-cogénérateurs pour une sélection de technologies : Stirling, MCI, MT, piles à combustible principalement. Cet état de l'Art est orienté de manière à dégager les grandes lignes des protocoles d'essais à mettre en œuvre lors de l'expérimentation des deux technologies considérées dans ce chapitre.

La littérature concernant les essais expérimentaux et la calibration de modèles a donc été préalablement analysée. On trouve dans les travaux de (Bouvenot, 2015) une large revue des essais menés sur des micro-cogénérateurs à moteurs Stirling et cycles de Rankine alimentés en gaz naturel ou en biomasse. Dans le cadre de l'Annexe 42, un inventaire des travaux expérimentaux parus auparavant sur tous types de machine a été réalisé (Beausoleil-Morrison, 2007). Depuis 2008, le marché de la micro-cogénération a mûri, de nombreux systèmes sont disponibles sous forme commerciale et des technologies se sont rapprochées du stade marché (les piles à combustible en particulier). Les équipes de recherche ont en conséquence mené des travaux expérimentaux sur de nouveaux systèmes de micro-cogénération, par exemple dans le cadre de l'Annexe 54 (Entchev & Tzscheutschler, 2014), on propose donc une mise à jour de l'état de l'Art.

1.2.1 Différents types d'essais

On peut classer les essais qui nous intéressent en trois grandes catégories proposées par (Bouvenot, 2015) (ce dernier décrit une catégorie supplémentaire regroupant les essais de mise au point des technologies, que nous ne retenons pas dans le cadre de nos travaux) :

- **Les essais normatifs** : à l'instar de ce qui est fait pour la plupart des équipements de production de chaleur, ces essais sont destinés à connaître les performances « nominales » d'une machine. L'Allemagne, le Royaume-Uni, le Japon, les USA et plus récemment

l'Europe ont adopté leurs propres normes. En France, la norme européenne EN 50465 est en cours d'adaptation et permettra à terme de justifier de valeurs de performances pouvant être prises en compte dans le calcul thermique réglementaire. La tendance veut que les essais statiques privilégiés jusqu'à maintenant soient dorénavant complétés par des essais en instationnaire. Il peut s'agir de « journées types » ou bien de profils « très variables » (norme allemande DIN 4709 (2011-11), cf. Figure 3.1), pour prendre en compte les effets de cyclage ou de charge partielle. Cependant peu de données sont aujourd'hui disponibles et les essais ne sont pas spécifiquement prévus pour la caractérisation de modèles, ce qui ne les rend pas souvent adaptés à nos travaux.

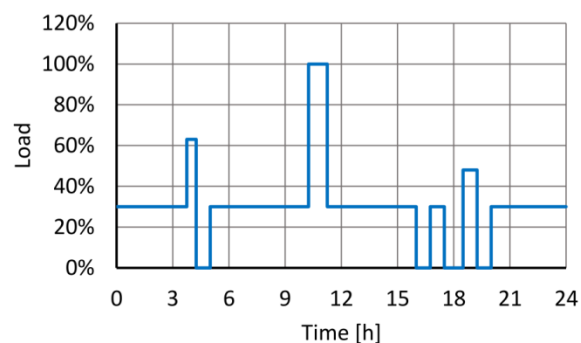


Figure 3.1 : Profil de la charge thermique imposée dans la norme DIN 4709, source : (Bernd, 2014)

- **Les essais de systèmes de pré-série ou commerciaux en laboratoire** sont les plus présents dans la littérature. Ce type d'essai a généralement pour but d'explorer les performances de machines à un stade de développement avancé. Ils permettent aux chercheurs d'évaluer les performances à attendre d'une machine pour le compte d'industriels souhaitant diffuser une technologie innovante. Les objectifs recherchés étant souvent divers, les études explorent avec un niveau de finesse variable les phénomènes intervenant dans le fonctionnement des machines. Il s'agit bien souvent de constituer une carte de performances stationnaires à des régimes de fonctionnement contrôlés parfois complétés de régimes instationnaires (démarrages, arrêts...). D'autres travaux imposent des charges variables définies de manière empirique, de manière à représenter des conditions représentatives du terrain.
- **Les essais en « field-test »** (suivi sur site) sont des essais sur lesquels la littérature est moins vaste. D'une part ils sont plus chers, d'autre part ils sont généralement financés par des industriels ne publiant pas toujours leurs résultats. De plus dans le cadre d'une modélisation/caractérisation de systèmes, ils sont moins exploitables car ils ne couvrent pas forcément l'ensemble des points de fonctionnement possible d'une machine. Enfin, les résultats obtenus sont difficilement extrapolables à tous types de bâtiment pour la technologie expérimentée. En revanche, ils peuvent être précieux pour valider les modèles.

Pour toutes ces raisons, les essais en laboratoire sont les plus à même de permettre la calibration d'un modèle de type boîte-grise. Ils pourront être assortis d'essais dits « dynamiques » (conditions

limites variables) pouvant illustrer leur comportement transitoire sur des séquences représentatives d'un fonctionnement au sein d'une installation réelle dans un bâtiment.

1.2.2 Moteurs Stirling

Les moteurs Stirling sont parmi les machines pour lesquelles le plus d'essais et de calibrations ont été menées car ils ont contribué à l'essor de la micro-cogénération dans les années 2000. Ils promettent des rendements globaux élevés, nécessitent peu d'entretien et, grâce à la combustion externe, ils permettent de maintenir de faibles émissions de polluants (NO_x, CO, ...). Les deux appareils les plus couramment passés sur banc d'essais sont le WhisperGen Mk 4 ou 5 et le MicroGen équipant aujourd'hui les gammes De Dietrich et Viessmann. Les machines Solo 161 et Sunmachine Pellet représentent la famille des moteurs Stirling fonctionnant à la biomasse mais ces machines ont disparu aujourd'hui.

En 2008, (Bernd, 2008) propose des cartes de performance sommaires pour deux moteurs Stirling en présentant les rendements électriques et thermiques à température de retour d'eau variable et pour deux niveaux de charge (50 et 100 %). Le comportement instationnaire (démarrages, arrêts, changement de conditions limites) n'est cependant pas exploré. Il complète son travail sur le Whispergen à l'aide de la norme DIN 4709 en 2014 (Bernd, 2014) qui permet d'observer le comportement instationnaire mais ne reprend pas de carte de performances. Depuis le milieu des années 2000, le CRIGEN (Centre de Recherche et d'Innovation Gaz et Energies Nouvelles d'Engie) mène aussi des tests sur des micro-cogénérateurs à moteur Stirling, parfois avec des essais en régime transitoire. On peut aussi noter les travaux menés par (Bell, et al., 2003) et (Mühlbacher & Geiger, 2007), dont les résultats ont été utilisés dans l'Annexe 42. Bien que réalisés sur banc d'essai, l'ensemble des travaux cités précédemment apporte moins souvent tous les éléments nécessaires à la caractérisation des machines car ils ne sont pas destinés à la modélisation. Enfin, une caractérisation d'un modèle imaginé pour l'occasion a été réalisée par (Conroy, et al., 2013) à l'aide de données issues d'un field-test. Les résultats sont pertinents pour la prévision des productions électrique et thermique mais, d'une part l'auteur n'a pas pu isoler les phénomènes relatifs à la température variable et la charge partielle et d'autre part il a recours à un modèle boîte noire, ce qui ne permet pas une bonne genericité. (Thiers, et al., 2010) a aussi mené des essais détaillés pour calibrer un modèle boîte noire.

À la suite des travaux de l'Annexe 42, plusieurs auteurs ont mené des expérimentations conçues pour des campagnes de caractérisation de modèle. C'est le cas de (Lombardi, et al., 2010) qui a aussi réalisé des essais détaillés sur un moteur Stirling gaz (produit non précisé) avec un plan d'expérience très développé, en particulier sur la partie dynamique avec des essais de démarrage très variés (temps d'arrêt, température au redémarrage). Enfin, les travaux menés à l'INSA de Strasbourg et aux Mines de Paris (Bouvenot, et al., 2014) dont la philosophie est proche de l'Annexe 42 ont aussi permis une cartographie précise des performances d'un micro-cogénérateur MicroGen intégré à une machine De Dietrich (Hybris Power) qui contient aussi un appoint thermique à condensation au gaz naturel. Tous ces essais sont généralement réalisés avec du matériel

d'acquisition permettant des mesures à des pas de temps inférieurs à la minute (l'Annexe 42 recommande même 10 secondes comme valeur idéale).

Le processus de calibration pour des moteurs Stirling est particulièrement détaillé par (Bouvenot, et al., 2014) et (Beausoleil-Morrison, 2007). Dans les travaux de ce dernier, des essais sont réalisés sur une longue période dans des conditions proches d'un bâtiment réel. En identifiant des phases de fonctionnement quasi-statique, ils calibrent les paramètres statiques de leur modèle. Un outil d'identification (DAKOTA) des paramètres dynamiques du modèle (2 masses internes et une masse d'eau ainsi que leurs coefficients d'échange, Figure 3.2) est utilisé en minimisant l'erreur de prédiction. Idéalement, les parties de la machine correspondant à ces 2 masses devraient être équipées de capteurs de température mais cela est rarement possible même avec des mesures intrusives. Les résultats obtenus après calibration (puissances et températures) sont bons sur deux périodes de 5 h de tests dynamiques. Les auteurs précisent qu'il faut malgré tout agréger les résultats sur des périodes de 15 min pour obtenir un résultat satisfaisant en puissance thermique. Dans (Bouvenot, et al., 2014) les essais stationnaires et instationnaires réalisés permettent de calibrer l'ensemble des paramètres du modèle qui n'a qu'une seule masse interne. Enfin, une mesure de température à partir d'une sonde équipant la machine d'origine (source chaude du moteur Stirling) est exploitée pour calibrer les pertes par l'ambiance.

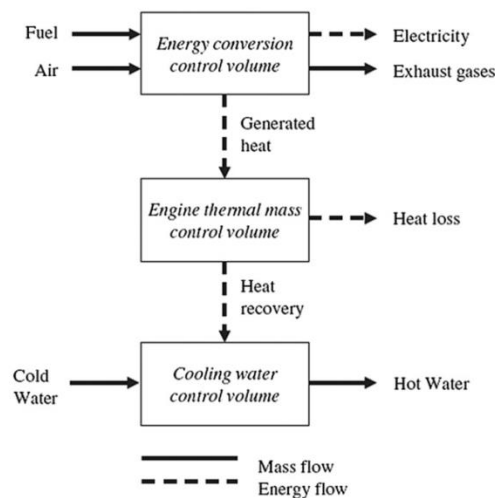


Figure 3.2 : Schéma de principe du modèle de l'Annexe 42, deux volumes de contrôle internes à caractériser (en haut) et un volume d'eau

1.2.3 Moteurs à combustion interne

Les essais de moteur à combustion interne sont aussi très nombreux, en particulier à la suite des travaux de l'Annexe 42. Cela s'explique par la maturité technologique et la disponibilité commerciale des moteurs. Les moteurs les plus couramment utilisés pour les essais expérimentaux sont des modèles Dachs/Senertec, Ecopower (le plus âgé) et Aisin. Seuls quelques unités permettent d'exploiter la récupération de l'énergie latente contenue dans les fumées de combustion

à l'aide d'un échangeur spécifique intégré. Senertec et EC Power proposent de leur côté un module optionnel de condensation. Toutefois, de rares essais ont été menés sur des cogénérateurs MCI « à condensation » ; on s'y intéressera dans ce chapitre car ils remplacent progressivement les moteurs sans échangeur à condensation.

On peut citer deux références en matière d'essais de moteurs à combustion interne qui seront utiles à nos travaux. La première est l'Annexe 42 : de nombreuses campagnes d'essais (Beausoleil-Morrison, 2007) (Mühlbacher & Geiger, 2007) (Schreiber, 2002) (Sasso, et al., 2003) (Possidente, et al., 2006) ont été menées par plusieurs laboratoires. Ces essais ne visaient pas systématiquement la calibration de modèle mais l'étendue des conditions de tests et de l'instrumentation ont malgré tout permis d'obtenir des résultats satisfaisants. Les bancs de test utilisés varient : la majorité des tests menés par les auteurs correspondent à des puisages dans un ballon de stockage d'eau chaude selon des profils ECS et/ou de chauffage définis par simulation ou grâce à des mesures réalisées sur des bâtiments. Les résultats de calibration ont montré qu'il est possible de calibrer les paramètres statiques mais, pour les paramètres dynamiques, à l'instar des moteurs Stirling, il faut avoir recours à un processus d'optimisation.

La seconde référence est l'Annexe 54 pour laquelle (Rosato & Sibilio, 2013) ont réalisé un plan d'expériences plus complet et précisément destiné à la calibration du « modèle Annexe 42 » avec un MCI de marque AISIN. Malgré cela, ils ont dû recourir aux mêmes techniques d'optimisation (en utilisant l'outil GenOpt cette fois) pour identifier les paramètres dynamiques (volumes de contrôle internes) et les coefficients d'échange. La calibration est ensuite validée par la simulation du fonctionnement de la micro-cogénération dans un immeuble d'habitation instrumenté. Les mesures collectées servent alors d'entrées à la simulation de la micro-cogénération (sans les autres systèmes) ; les erreurs de prédictions sont faibles avec un écart cumulé sur l'ensemble de la saison de chauffe d'environ 1 % en énergie thermique et de 6 % en énergie électrique. Les auteurs remarquent que la prévision de l'énergie thermique est plus mauvaise durant les phases transitoires mais ces dernières se compensent généralement entre les démarrages et les arrêts.

Enfin, du côté des industriels, on peut noter que les énergéticiens évaluent régulièrement les performances des machines (CRIGEN, E.On, Tokyo Gas) mais publient rarement leurs résultats. Ces études sont en général réalisées dans le cadre d'évaluations sur fonds propres destinées à mieux connaître les performances de ces technologies par un retour d'expérience sur un prototype ou un système pré-commercial. On a pu, dans le cadre des partenariats de cette thèse, récupérer des données d'essais sur quelques machines. Ces essais réalisés suivant des protocoles proches des normes ne sont toutefois pas toujours adaptés à la calibration de modèle.

1.2.4 Piles à combustible

Des modèles et des processus de calibration assez hétérogènes ont été identifiés pour les piles à combustible mais on trouve peu de mesures destinées à la calibration. Les essais publiés sont bien

souvent une étape de démonstration de la mise au point de la technologie : modification des performances électriques et thermiques, diminution de l'effet de vieillissement, ... (Gigliucci, et al., 2004).

Dans les années 2000, plusieurs instituts ont testé les performances de micro-cogénérateurs (parfois très) expérimentaux basés sur des piles à combustible de petite puissance. On peut citer le NIST qui a testé deux systèmes, l'un SOFC (Davis, et al., 2005) et l'autre PEMFC (non publié). La première campagne est réalisée sur une machine pour application stationnaire (typique des SOFC) et donc ne comporte pas de tests de démarrage/arrêt. Cependant, la machine est capable de moduler sa charge et une cartographie détaillée des performances a été menée. L'Université Technique de Munich a testé les performances d'un prototype Vaillant (prototype pré-commercial aujourd'hui abandonné) (Mühlbacher & Geiger, 2007). La carte de performance établie est très complète (proche des recommandations finales de l'Annexe 42) en imposant des conditions stationnaires à différentes températures de retour et taux de charge mais aussi des essais de démarrage à chaud et à froid ainsi que des transitions entre 2 niveaux de puissance. Enfin, un prototype de pile produit par FCT a été installé au Canadian Centre for Housing Technology qui permet des essais en conditions « semi-réelles » (Entchev, et al., 2004) et sur banc d'essai plus classique.

On trouvera plus d'informations sur le processus de calibration des modèles de pile à combustible et des essais réalisés au sein de l'Annexe 42 dans les travaux de (Beausoleil-Morrison & Lombardi, 2008) (Johnson, et al., 2012) (Beausoleil-Morrison, 2009). Peu après la fin de l'Annexe 42, (Carl, et al., 2009) ont proposé d'affiner le modèle en décrivant la physique du cœur de pile de manière plus précise (modélisation thermo-électrique). Les résultats obtenus sont bons en prédiction de la puissance électrique et thermique mais présentent en revanche des limitations quant à leur applicabilité dans le domaine de la simulation énergétique du bâtiment.

Depuis la fin de l'Annexe 42, on recense en particulier (Campanari, et al., 2013) parmi les auteurs travaillant sur un banc d'essais utilisé pour des technologies de micro-cogénération (dont piles à combustible). Les auteurs ont caractérisé dans cet article un modèle de PEMFC de 20 kW électrique non commercialisé.

Enfin, le CRIGEN a aussi réalisé des tests proches de conditions normatives sur plusieurs machines (Hexis, RBZ, Elcore, Vaillant, Viessmann...). Celles-ci ont été testées en particulier en amont du projet européen Ene.Field, qui sera à terme pourvoyeur de nombreux retours d'expérience et données de terrain.

1.2.5 Autres technologies

La littérature traitant d'autres technologies de micro-cogénération, en particulier pour des appareils à des stades de développement avancés, est moins fournie. Parmi les essais de micro-

cogénérateurs de type Rankine ou ORC à un stade pré-commercial, (Bouvenot, et al., 2014) sont les principales références, il s'agit d'un appareil de 1,6 kW_{el} fonctionnant aux granulés de bois.

En ce qui concerne les micro-turbines, elles sont très récentes dans les gammes de puissance inférieure à 50 kW électrique. On note des essais de mise au point d'un prototype fabriqué par Micro Turbine Technology (Visser, et al., 2011) mal adaptés à la calibration de modèle destiné à la SED, d'autant que la micro-turbine n'était pas intégrée dans une unité de micro-cogénération. La MTT EnerTwin est l'un des seuls produits pré-commerciaux dans cette catégorie, peu de données sont aujourd'hui disponibles. Il existe donc là encore une place dans la littérature pour une caractérisation de ses performances.

1.2.6 Synthèse

Une revue de la littérature (non-exhaustive) des études expérimentales de micro-cogénérateurs de différentes technologies est synthétisée dans le Tableau 3.1. Nous différencions ces études selon une grille de lecture adaptée de la revue de la littérature menée par (Bouvenot, 2015) pour les cogénérateurs à moteurs Stirling et cycles organiques de Rankine.

On recense le type d'essai correspondant aux catégories précédemment présentées (normatif/laboratoire/field-test), la caractérisation ou non de la dynamique du système, les variables qui sont contrôlées sur le banc d'essai et dans quelle mesure la campagne peut servir à calibrer un modèle numérique de cogénérateur tel que celui présenté à la partie suivante.

Tableau 3.1 : État de l'Art non-exhaustif des études expérimentales de micro-cogénérateurs à moteur Stirling (MS), moteur à combustion interne (MCI), piles à combustible (PàC) et Rankine (RC)

Tech.	Références	Appareil	Type d'essais	Dyn.	Variables contrôlées	Calibration
MS	(Bernd, 2008)	SOLO161 & SM5A	Labo : Carte performance	S	T _{eau} , PLR	+
MS	(Bernd, 2014)	Whispergen	Normatif (DIN 4709)	I	P	-
MS	(Bell, et al., 2003)*	Whispergen	Labo : Journée type	I	P	+
MS	(Mühlbacher & Geiger, 2007)	SOLO161	Labo : Démarrages + Journée type	I	P	+
MS	(Gallois & Beaumont, 2015)	MicroGen (De Dietrich)	Field-test	I	-	-
MS	(Hssaini, 2014) (Hssaini, 2014)(b) (Hssaini, 2013)	MicroGen (De Dietrich & Viessmann)	Field-test	I	-	-
MS	(Bouvenot, et al., 2014)	MicroGen (De Dietrich)	Labo : Carte performance	I	T _{eau} , Q _v	++
MS	(Thiers, et al., 2010)	Sunmachine Pellet	Labo : Carte performance	I	T _{eau}	+

Chapitre 3. Caractérisation expérimentale et modélisation de deux technologies de micro-cogénération : moteur à combustion interne et micro-turbine

MCI	(Bernd, 2014)	EC Power XRGI15 & 20	Normatif (DIN 4709)	I	PLR	-
MCI	(Bush, 2010)	PowerPlus EcoPower	Labo : Carte performance	S	PLR	+
MCI	(Arndt, et al., 2007)*	PowerPlus EcoPower	Labo : Carte performance + Journée type	I	PLR, P	+
MCI	(Rosato & Sibilio, 2013)*	Aisin Seiki	Labo : Carte performance	I	T _{eau} , PLR	++
MCI	(Arndt, et al., 2007)*	Senertec DachS	Labo : Journée type	I	P	+
MCI	(Schreiber, 2002)*, (Dorer & Schreiber, 2007)*	Senertec DachS	Labo : Démarrage + Régime nominal	I	T _{eau}	+
MCI	(Possidente, et al., 2006)*	Ainsi Seiki	Labo : Carte performance	S	PLR	+
PàC	(Davis, et al., 2005)*	SOFC & PEMFC	Labo : Carte performance	S	T _{eau} , PLR, T _{air} , Q _v	++
PàC	(Mühlbacher & Geiger, 2007)*	PEMFC	Labo : Carte performance	I	T _{eau} , PLR	++
PàC	(Beausoleil-Morrison & Lombardi, 2008)*	SOFC	Labo : Carte performance	S	T _{eau} , PLR	++
PàC	(Johnson, et al., 2012)*	PEMFC	Labo : Carte performance	S	T _{eau} , PLR	++
PàC	CRIGEN Engie (multiples campagnes)	PEMFC & SOFC	Normatifs ou Labo (Carte performance)	S ou I	T _{eau} et/ou PLR	+
RC	(Bouvenot, et al., 2014)	Exoès BisON	Labo : Carte performance	I	T _{eau} , PLR	++

Légende

++ : campagne utile pour calibrer modèle

+ : campagne utile pour calibrer modèle mais incomplète

- : campagne peu adaptée à la calibration (mais éventuellement à la validation)

* : partie intégrante ou prolongation des travaux de l'Annexe 42

S : stationnaire

I : instationnaire et stationnaire

T_{eau} : carte de performance à plusieurs paliers de température d'eau

PLR : carte de performance à plusieurs paliers de charge partielle

T_{air} : carte de performance à plusieurs paliers de température d'air comburant

Q_v : carte de performance à plusieurs paliers de débit d'eau

P : dans les essais « journées types », le banc impose une puissance correspondante à des besoins variables du bâtiment

Dans la partie suivante, le modèle numérique dynamique de micro-cogénérateur retenu est présenté. Il sert de base pour le développement des modèles de moteur à combustion interne et de micro-turbine qui sont présentés dans la partie 2 et la partie 3.

1.3 Modèle de micro-cogénération retenu

Comme expliqué au chapitre 1, la modélisation des systèmes est guidée par l'usage que l'on souhaite en faire. Dans l'optique de la simulation énergétique dynamique de bâtiments intégrant une

installation de micro-cogénération, les modèles semi-physiques (ou semi-empiriques) sont à privilégier pour leur précision et leur vitesse d'exécution dans le contexte d'une simulation annuelle à des pas de temps infra-horaires.

Cette partie présente le principe général du **modèle de micro-cogénérateur** proposé par (Andlauer, 2011) puis (Bouvenot, 2015) pour un moteur à combustion externe Stirling **que nous retenons comme base** pour la suite de ce chapitre.

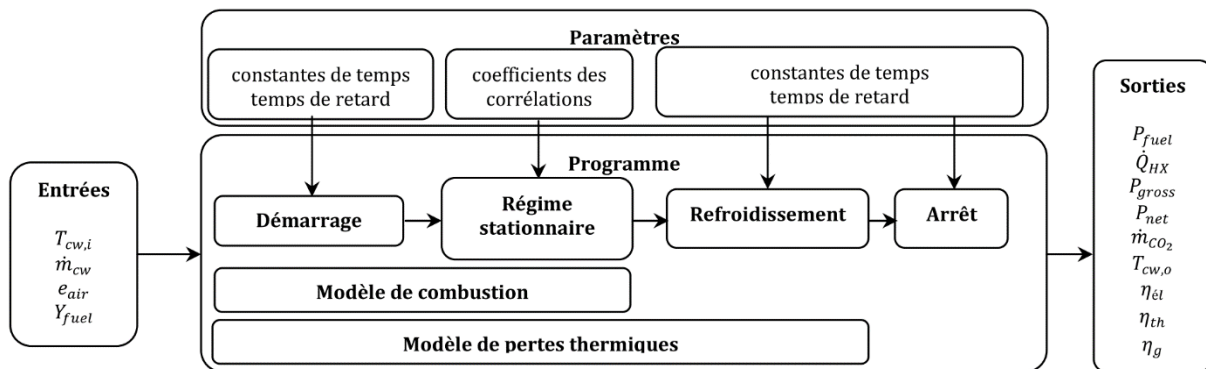


Figure 3.3 : Schéma de principe du modèle de micro-cogénération développé pour le moteur Stirling (Bouvenot, 2015)

Le schéma de principe du modèle (Figure 3.3) permet de distinguer les entrées, paramètres et sorties du modèle. Au sein du bloc principal (« Programme »), plusieurs blocs fonctionnels représentent les différentes phases de fonctionnement et phénomènes physiques. Une phase de démarrage précède un régime dit stationnaire, lorsqu'un arrêt est demandé (température de consigne atteinte, ...), le moteur entre en phase de refroidissement avant d'atteindre la phase d'arrêt. Cette dernière phase est la phase d'attente ou de veille avant le démarrage suivant.

Quelle que soit la phase de fonctionnement, un modèle de combustion détermine le volume de gaz consommé selon sa composition, la quantité de polluants émis, etc. Un modèle de pertes thermiques permet de distinguer les pertes par les parois (avec l'ambiance) des pertes par les fumées. Ces dernières sont séparées entre pertes sensibles et latentes, la micro-cogénération permettant de condenser la vapeur d'eau contenue dans les produits de combustion par un échangeur interne.

Le modèle est de type semi-empirique (aussi appelé semi-physique ou boîte grise). Ce type de modèle représente les systèmes de manière simplifiée à l'aide de corrélations s'inspirant de la physique régissant le système et de coefficients empiriques déterminés par l'expérimentation.

1.3.1 Phénomènes stationnaires

a) Puissances électrique, thermique et gaz

Les puissances consommées (combustible) et produites (électrique, chaleur) sont calculées à l'aide d'équations linéaires fonctions de la température de retour d'eau de la cogénération et du débit y circulant.

$$P_{fuel} = P_{fuel}^{nom} + a_1(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + a_2(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{HX} = \dot{Q}_{HX}^{nom} + b_1(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + b_2(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom}) \quad (2)$$

$$P_{gross} = P_{gross}^{nom} + c_1(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + c_2(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom}) \quad (3)$$

Dans le modèle original proposé par Andlauer, on peut noter la présence d'un coefficient lié à la modulation de puissance finalement non retenu par Bouvenot puisque la version du moteur Stirling expérimentée ne permettait pas de moduler. Nous montrerons dans la partie 2 qu'il est possible de réintroduire la modulation de puissance par l'ajout d'un terme additif supplémentaire aux équations 1 à 3. De manière à respecter le principe de ce modèle, lorsque la micro-cogénération se trouve dans les conditions nominales de fonctionnement (en modulation, température et débit) alors l'ensemble des termes multipliant a_1, a_2, \dots s'annulent. Il ne reste que le terme de puissance nominale ($P_{fuel}^{nom}, \dot{Q}_{HX}^{nom}$ ou P_{gross}^{nom}).

La puissance électrique nette P_{net} produite par la micro-cogénération est déduite de la puissance électrique brute P_{gross} et des consommations électriques de veille $P_{electro}$ et des auxiliaires P_{aux} . L'équation 4 donne l'expression de P_{net} .

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

b) Modèle de combustion

Comme l'explique Bouvenot, le modèle repose sur les réactions chimiques de combustion faisant intervenir l'air comburant, le combustible et calculant les produits de combustion. La composition du combustible, son pouvoir comburivore, son pouvoir calorifique supérieur et d'autres caractéristiques peuvent être précisés en paramètres. Cela permet de faire varier la nature du combustible utilisé dans le modèle pour calculer les émissions de polluants ou la teneur en eau des fumées par exemple.

Pour calculer les émissions de CO_2 , on utilise le facteur d'émission de CO_2 $e_{CO_2,i}$ du combustible et de chacun de ses composants i (équation 5).

$$\dot{m}_{CO_2} = \dot{m}_{fuel} \sum_i \left[e_{CO_2,i} \chi_i \frac{M_{CO_2}}{M_i} \right] \quad (5)$$

c) Pertes par les fumées et l'ambiance

La méthode de représentation des pertes et plus généralement le modèle s'inspirent en partie des travaux de Haller sur la modélisation des chaudières (Haller, et al., 2010). Elle en constitue une

simplification favorisant l'identification des différents termes à partir de campagnes expérimentales.

- Pertes sensibles par les fumées \dot{H}_{exh}^{sens}

Les pertes sensibles par les fumées sont déterminées par Andlauer à l'aide des enthalpies spécifiques H_i des réactifs et produits de combustion. Celles-ci sont obtenues à partir des tables de JANAF (Chase, 1998) à la température T_i et une température de référence T_0 . Chaque composant noté i voit son flux d'enthalpie \dot{H}_i calculé (équation 6) à partir des enthalpies spécifiques, selon sa masse molaire M_i , son débit masse \dot{m}_i et sa fraction volumique χ_i .

$$\dot{H}_i = \frac{\dot{m}_i}{M_i} \sum_i \{ [H_i(T_i) - H_i(T_0)] \chi_i \} \quad (6)$$

Pour obtenir la température des produits de combustion, le modèle utilise une corrélation affine (équation 7) faisant apparaître la température de l'eau de retour du circuit primaire.

$$T_{exh} = k_{exh} (T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + T_{exh}^{nom} \quad (7)$$

Bouvenot ajoute un terme supplémentaire représentant la dépendance au débit masse d'eau de refroidissement. Cette corrélation est basée sur le constat que la température des fumées dépend de l'échange thermique dans l'échangeur à condensation circuit primaire/fumées.

- Pertes latentes par les fumées \dot{H}_{exh}^{lat}

Le calcul des pertes latentes est réalisé grâce à l'évaluation du débit masse de condensats récupérés via l'équation 8.

$$\dot{m}_{condens} = \max(0 ; k_{condens} \cdot T_{cw,i} + l_{condens}) \quad (8)$$

Bouvenot introduit un terme relatif au débit masse d'eau de refroidissement. La calibration des coefficients de corrélation $k_{condens}$ et $l_{condens}$ est réalisée à l'aide d'une pesée des condensats durant les essais.

Le calcul des pertes (équation 9) fait intervenir le débit $\dot{m}_{condens}$ et une limite théorique d'eau présente dans les fumées $\dot{m}_{condens}^{max}$ déduite du débit masse de fumées, de la composition des fumées et de la composition du combustible.

$$\dot{H}_{exh}^{lat} = (\dot{m}_{condens}^{max} - \dot{m}_{condens}) L_v \quad (9)$$

- Bilan massique

Pour obtenir le débit masse de fumées (ou produits de combustion) noté \dot{m}_{exh} , on peut effectuer le bilan massique de la micro-cogénération (équation 10). Les débits de combustible et d'air sont respectivement obtenus grâce aux équations 11 et 12.

$$\dot{m}_{exh} = \dot{m}_{fuel} + \dot{m}_{air} - \dot{m}_{condens} \quad (10)$$

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{P_{fuel}}{PCS} \quad (11)$$

$$\dot{m}_{air} = \dot{m}_{fuel} V_a (1 + e_{air}) \frac{M_{air}}{V_m} \quad (12)$$

Le PCS est déterminé selon la composition du combustible, V_a est le pouvoir comburivore du combustible, M_{air} la masse molaire de l'air et V_m son volume molaire. L'excès d'air e_{air} est égal à 0 dans le cas du Stirling (il s'agit d'une combustion très proche de la stoechiométrie). En revanche, pour les micro-turbines, un fort excès d'air de valeur variable selon le niveau de charge est nécessaire.

- Pertes thermiques de l'enveloppe vers l'ambiance

L'enveloppe de la micro-cogénération permet malgré son isolation thermique une transmission de chaleur vers l'ambiance. Pour représenter cette perte thermique, on assimile la micro-cogénération à une masse de température fictive unique T_{int} qui échange avec l'ambiance de température T_{amb} avec un coefficient d'échange thermique $[UA]_{loss}$. Le flux thermique de déperdition vers l'ambiance noté \dot{Q}_{loss} est exprimé par l'équation 13.

$$\dot{Q}_{loss} = [UA]_{loss} (T_{int} - T_{amb}) \quad (13)$$

On notera que le modèle de pertes thermiques ne fait pas intervenir le niveau de charge (modulation de puissance) de la micro-cogénération, il faudra introduire des adaptations dans le modèle lorsque nécessaire.

1.3.2 Modélisation des phénomènes instationnaires

La partie dynamique du modèle prend en compte deux aspects :

- La distinction des phases stationnaires, de démarrage et de refroidissement par des corrélations différenciées pour décrire les puissances consommées et produites durant ces phases.
- On considère le micro-cogénérateur comme une masse à température homogène T_{int} dont l'évolution est régie par un modèle thermique du premier ordre. La capacité thermique de cette masse est notée $[MC]_{int}$. Les pertes vers l'ambiance en particulier sont donc fonction de cette température.

a) Bilan thermique dynamique et température interne

Le bilan thermique dynamique de la micro-cogénération s'écrit (équation 14) :

$$[MC]_{int} \cdot \frac{dT_{int}}{dt} = \dot{H}_{fuel} + \dot{H}_{air} + P_{fuel} - P_{gross} - \dot{Q}_{HX} - \dot{Q}_{loss} - \dot{H}_{exh}^{sens} - \dot{H}_{exh}^{lat} \quad (14)$$

Avec \dot{H}_{fuel} et \dot{H}_{air} les flux d'enthalpie du combustible et de l'air calculés à l'aide des tables de JANAF selon la méthode de l'équation 6.

La difficulté d'identification repose sur la définition de la température interne. Andlauer propose dans le cas du moteur Stirling d'utiliser la moyenne de deux mesures de températures : sonde au retour d'eau du circuit primaire et sonde à la source chaude du Stirling. À l'aide de l'observation de la décroissance de cette température moyenne en phase de refroidissement, il peut en déduire le coefficient $[UA]_{loss}$. Nous montrerons dans la partie 2 que d'autres méthodes d'identification sont aussi possibles.

b) Démarrage et refroidissement

Les phases de démarrage et d'arrêt de la micro-cogénération sont définies par des corrélations dont la forme mathématique est en lien avec l'observation de la puissance produite ou consommée permettant d'en calibrer les paramètres.

On renvoie à l'annexe 1 pour le détail de la modélisation des phases de démarrage et refroidissement.

1.3.3 Principe de paramétrage du modèle

Le paramétrage du modèle est réalisé à l'aide d'essais sur un banc contrôlé en température et débit. La procédure de paramétrage a été établie par (Andlauer, 2011) pour un moteur Stirling sans modulation de puissance. Des adaptations sont à prévoir en fonction de la technologie étudiée.

a) Banc d'essai

Le banc d'essai comporte des sondes de températures d'eau entrée/sortie micro-cogénération, débitmètre gaz et eau, analyseur de fumées, balance de pesée des condensats. Un compteur électrique est installé pour mesurer la production nette de la machine. Une sonde de température ambiante (et extérieure, selon le mode d'alimentation en comburant) est nécessaire pour connaître la température de l'ambiance et de l'air comburant.

Le banc est équipé d'un système de régulation permettant de maintenir la température de retour à une consigne réglable.

b) Calibration des paramètres stationnaires

Dans le paramétrage du moteur Stirling étudié par Andlauer, une série de 16 essais stationnaires (4 températures de retour x 4 débits d'eau primaire) a permis de calibrer les paramètres des équations du modèle stationnaire. Il faut théoriquement multiplier ce nombre par le nombre d'essais réalisés en modulation de puissance si l'on souhaite un plan d'expérience complet. Chaque point d'essai (par exemple la puissance électrique produite à 40 °C et 16 L.min⁻¹) est une moyenne sur la période de fonctionnement stationnaire.

L'identification consiste à chercher la droite de régression passant par les points d'essais issus de l'expérimentation, les autres paramètres étant invariants. Chaque coefficient identifié est unique et peut être identifié indépendamment car les essais ne font varier qu'un seul paramètre à la fois. Cela permet d'éviter une recherche des coefficients de manière simultanée par minimisation globale de l'erreur.

Dans la méthode proposée par Andlauer, on identifie les pertes par l'enveloppe vers l'ambiance à l'aide du bilan thermique en stationnaire de la cogénération (équation 14). En effet, tous les autres termes du bilan sont calculables à l'aide des mesures, on peut alors identifier $[UA]_{loss}$ à partir de l'équation 13.

c) Calibration des paramètres instationnaires

Les paramètres des équations régissant les démarrages et refroidissements (voir Annexe 1) sont obtenus lors de l'allumage et extinction de la micro-cogénération. Chaque paramètre est identifié indépendamment.

Pour identifier la capacité thermique $[MC]_{int}$ du modèle, on cherche la constante de temps τ de la décroissance, assimilée à une exponentielle, de la température interne fictive. Etant donné $[UA]_{loss}$, on peut utiliser l'équation 15.

$$[MC]_{int} = \tau \cdot [UA]_{loss} \quad (15)$$

1.4 Synthèse de l'état de l'Art des essais et du modèle retenu

Dans l'objectif de réaliser des essais de caractérisations pour le MCI et la MT, les conclusions suivantes peuvent être tirées de l'analyse des essais de la littérature et du modèle retenu :

- Il faut prévoir des essais en laboratoire à **différents niveaux de température de retour d'eau, de charge** et si possible de débit (cependant, en faisant varier le débit, on ne peut pas garder puissance thermique, température de départ et de retour constantes donc il est difficile d'isoler son effet seul). Ces essais doivent être menés en **conditions stationnaires et, si possible, complétés par des essais de type « rampe »**.

- Il faut prévoir des essais de **démarrage et d'arrêt**, si possible après des temps d'arrêt (et respectivement) de fonctionnement variables.
- Il faut prévoir au minimum de mesurer la **puissance thermique, électrique et combustible**. La mesure de la température et composition des fumées permet de calibrer le modèle de pertes par les fumées et de combustion. Les pertes par l'ambiance peuvent être estimées comme étant le « reste » du bilan thermique, par caméra thermique ou par une estimation théorique des échanges, cela permet de calibrer le modèle de pertes à l'ambiance.
- Certains paramètres ne peuvent pas être mesurés directement (masse du moteur contribuant à l'inertie thermique du cogénérateur...).
- Des **essais de validation** permettent de confirmer la calibration du modèle. Il peut s'agir de scinder le jeu de mesures en deux, l'un destiné à la calibration, l'autre à la validation ou bien, dans le meilleur des cas, de réaliser des tests « dynamiques » distincts sur la cogénération pour simuler une charge représentative du fonctionnement réel.

Concernant la phase de calibration du modèle, nous avons constaté que :

- Hormis l'Annexe 42 et le modèle de Bouvenot (qui s'en inspire), peu de travaux visent une genericité de modélisation permettant la caractérisation expérimentale de multiples technologies de micro-cogénération avec un unique modèle.
- Concernant le modèle de l'Annexe 42, on constate que l'identification des paramètres dynamiques du modèle ne conduit pas à un résultat unique. L'inconvénient majeur de ce modèle réside donc dans la procédure d'optimisation nécessaire pour calibrer les paramètres dynamiques qui est lourde, n'apporte pas l'aspect physique recherché et ne garantit pas l'unicité de la solution.
- Les modèles de l'Annexe 42 et de Bouvenot ne permettent pas de prendre en compte les effets de redémarrage à chaud et à froid (pas d'influence de la durée de refroidissement sur le démarrage). Seul (Thiers, et al., 2010) a proposé d'en modéliser l'influence.

2 Etude expérimentale et modélisation d'une micro-cogénération à moteur à combustion interne

Cette deuxième partie présente l'étude expérimentale d'un micro-cogénérateur reposant sur un moteur à combustion interne et la calibration du modèle numérique dynamique décrit dans la partie précédente. On détaille les adaptations réalisées pour modéliser au mieux les performances du système dans différentes conditions de fonctionnement.

2.1 Présentation de l'unité de cogénération et du banc de test

2.1.1 Unité de micro-cogénération

L'unité de cogénération CogenGreen ecoGEN 7,5AGc (Figure 3.4 gauche) est donnée pour une puissance électrique nette de 7,5 kW, une puissance thermique de 23 kW et une puissance entrante obtenue à partir du gaz naturel de 31,4 kW sur pouvoir calorifique supérieur (PCS). Le rendement PCS est donc de 24 % électrique et 74 % thermique, ce qui la place parmi les micro-cogénérations à moteur à combustion interne atteignant les plus hauts rendements globaux. Cette performance est atteinte en raison d'un échangeur de chaleur capable de récupérer la chaleur latente de la vapeur d'eau contenue dans les produits de combustion du moteur à l'instar de ce qui est aujourd'hui fait en standard sur les chaudières gaz naturel. Cette technologie est arrivée plus récemment sur les moteurs à combustion grâce notamment au contrôle de la richesse de la combustion (sonde lambda) qui atteint des valeurs très proches de 1, observées à 2 % près au cours des essais.



Figure 3.4 : Photo de la micro-cogénération étudiée (gauche) et du boîtier de contrôle (droite)

Le schéma de principe de la cogénération à moteur à combustion interne est présenté sur la Figure 3.5 : l'eau du circuit de chauffage /ECS est réchauffée successivement par l'échangeur sur les fumées (température de retour d'eau basse favorisant la condensation de la vapeur d'eau des fumées) et les pertes de l'alternateur (dont le rendement est d'environ 92 %) puis avec l'échangeur

à plaques du circuit primaire interne à la machine. Celui-ci permet de capter la chaleur provenant de la jaquette moteur, du collecteur d'échappement et de l'huile moteur. L'électricité est produite par un alternateur couplé au vilebrequin du moteur, ce dernier fonctionne à une vitesse nominale de 1500 tr/min, est doté de 3 cylindres en ligne d'une cylindrée totale de de 970 cm³ sur un cycle 4 temps alimenté en gaz naturel.

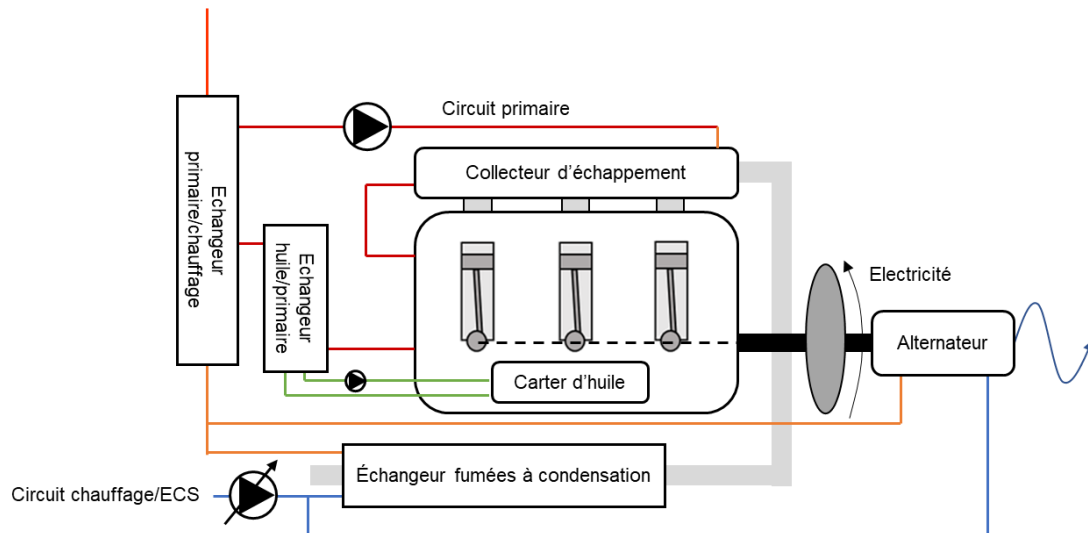


Figure 3.5 : Schéma de principe de la micro-cogénération étudiée

La régulation du cogénérateur est confiée à un boîtier de commande fourni par le constructeur (Figure 3.4 droite). Il contrôle le fonctionnement du moteur (par exemple pour ajuster la puissance électrique), dispose de sondes de contrôle pour les températures de fonctionnement, vitesse de rotation, pressions, débits. Le contrôle du circulateur à vitesse variable du circuit chauffage / ECS est assuré de manière à obtenir 85 °C en sortie de cogénération quelle que soit la température d'entrée afin de maintenir une température de fonctionnement adéquate (notamment pour assurer une bonne lubrification). En mode suivi de la demande thermique, une sonde de température située généralement dans le ballon tampon permet de calculer la puissance requise au cogénérateur suivant une loi proportionnelle.

2.1.2 Banc d'essai

Le banc d'essai (Figure 3.6) est situé dans la plateforme d'essais et pédagogique du COSTIC. Le cogénérateur rejette l'électricité produite sur le réseau électrique du bâtiment qui autoconsomme en toutes circonstances la production. La chaleur est rejetée sur un aérotherme (1). Dans le cadre des essais, nous avons modifié le banc de manière à contrôler la température d'eau au primaire (2) de l'échangeur du banc, qui est renvoyée en entrée de la cogénération (3) par un système de by-pass (4) du ballon tampon de 200 L (5) avec l'ajout d'une vanne 3 voies et une régulation spécifique (6). Un second ballon de stockage de 500 L (7) peut être utilisé pour bénéficier d'un surplus d'eau froide si la puissance de dissipation de l'aérotherme est temporairement insuffisante. Les modifications du banc d'essai sont illustrées en vert sur le schéma de principe.

Le banc peut fonctionner selon deux modes :

- By-pass : le cogénérateur fonctionne en direct sur l'échangeur du banc et la température d'entrée du cogénérateur est contrôlée par la vanne 3 voies, ce mode est utilisé pour les essais stationnaires, la puissance du cogénérateur est imposée par le boîtier de contrôle.
- Sur ballon tampon : dans ce cas le cogénérateur fonctionne en fonction de la température du ballon comme dans une installation réelle ; le circuit secondaire peut être déchargé avec une puissance plus ou moins importante selon la fermeture de la vanne 3 voies.

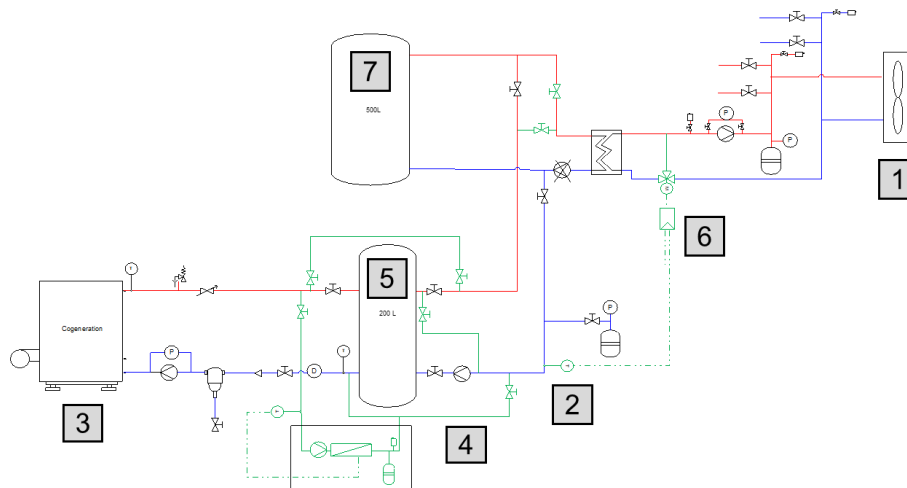


Figure 3.6 : Schéma de principe du banc d'essai du micro-cogénérateur MCI au COSTIC

On retrouve les différents éléments constitutifs du banc d'essai sur la photo (Figure 3.7) et notamment la chaîne d'acquisition visible en bas qui récupère les informations provenant de tous les points de mesure toutes les 5 secondes. Elle est présentée dans le paragraphe suivant.

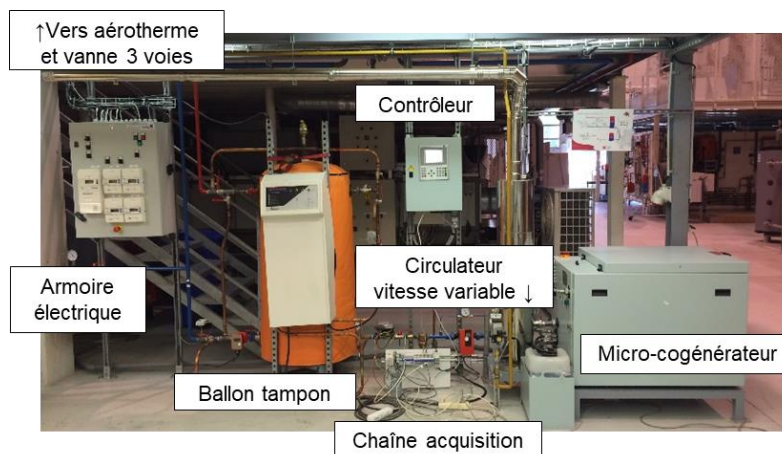


Figure 3.7 : Photo du banc d'essai du micro-cogénérateur MCI au COSTIC

2.1.3 Moyens métrologiques et analyse d'incertitudes

Le banc d'essai comporte les points de mesure nécessaires à la calibration du modèle qui ont été identifiés en 1.2.6 et 1.3.3. Les grandeurs mesurées et calculées pour chaque série d'essais sont

récapitulées dans le Tableau 3.2. Une analyse d'incertitude a été conduite sur la base des indications des fournisseurs de matériel métrologique et des fiches d'étalonnage fournies par des organismes de certification qui le contrôlent régulièrement. L'incertitude composée des grandeurs calculées, telles que le volume de gaz corrigé, la puissance thermique et combustible est obtenue selon la méthode de propagation d'incertitudes (AFNOR, 1999). Etant donné que les incertitudes relatives sont variables selon le point de fonctionnement du système et la durée de l'essai, on les exprime dans le tableau ci-dessous à la puissance nominale (7,5 kW_{el}), une température de fumées de 45 °C, température d'eau de 40 °C et 80 °C (entrée/sortie) pour une durée d'essai de 15 minutes.

	Variable	Notation	Moyen métrologique	Incertitude
Combustible consommé	Gaz naturel consommé	\dot{V}_{fuel}	Compteur à impulsion (0,2 L/imp)	±1,72 % (±1,69 % (étalonné) et 0,0002 m ³)
	PCS	PCS	Fournisseur de gaz	±50 Wh.m ⁻³
	Température du gaz naturel	T_{fuel}	PT100	±2 K (estimé)
	Gaz naturel consommé CNTP	\dot{V}_{fuel}^{norm}	(Calculé) Voir équation 16	±2,50 %
	Puissance combustible instantanée	P_{fuel}	(Calculé) Voir équation 17	±2,94 %
Production thermique	Température d'eau entrée cogénérateur	$T_{cw,i}$	PT100 appairées	±2,9 % sur le ΔT (étalonné)
	Température d'eau sortie cogénérateur	$T_{cw,o}$		
	Débit volume d'eau	\dot{V}_{cw}	Compteur d'énergie avec débitmètre	±0,3 % (étalonné)
	Puissance thermique instantanée	\dot{Q}_{HX}	(Calculé) Voir équation 18	±3,32 %
Production électrique		P_{net}	Watt-mètre	±1,53 % (±1,0 % et 10 Wh)
Débit de condensats		\dot{m}_{cond}	Balance + chronomètre	±0,16 %
Température des fumées		T_{exh}	Analyseur de produits de combustion	±0,5 K (étalonné)
Température du moteur		T_{int}	Capteur de température interne	±1 K
Température d'air ambiant		T_{amb}	PT100	±0,2 K (étalonné)
Rendement électrique		η_{el}	(Calculé) Voir équation 20	4,47 % (relatif)
Rendement thermique		η_{th}	(Calculé) Voir équation 19	6,26 % (relatif)
Rendement total		η_g	(Calculé) $\eta_{el} + \eta_{th}$	4,99 % (relatif)

Tableau 3.2 : Grandeurs mesurées et calculées par la chaîne d'acquisition et incertitudes

- Calcul du volume de combustible consommé et puissance instantanée

Les volumes de gaz consommés et la puissance combustible instantanée consommée par le cogénérateur sont donnés par les équations 16 et 17. Le volume de gaz consommé est obtenu à partir d'un compteur de gaz naturel à faible poids d'impulsion 0,2 L/imp (contre 10 L/imp pour un compteur classique équipant un foyer). Ceci permet de limiter les erreurs dues au poids d'impulsion, dont l'importance d'autant plus élevée que la puissance consommée et la durée de l'essai sont faibles.

$$\dot{V}_{fuel}^{norm} = \dot{V}_{fuel} \frac{P_{fuel}}{T_{fuel}} \frac{T_{fuel}^{norm}}{P_{fuel}^{norm}} \quad (16)$$

$$P_{fuel} = \dot{V}_{fuel}^{corr} PCS \quad (17)$$

- Puissance thermique

La puissance thermique est obtenue à partir des sondes de température aller/retour et du débitmètre magnétique, les valeurs de c_p et ρ sont calculées pour une température moyenne de l'eau traversant le cogénérateur (équation 18). Le rendement thermique est obtenu par l'équation 19.

$$\dot{Q}_{HX} = \rho \cdot c_p \cdot \dot{V}_{cw} (T_{cw,o} - T_{cw,i}) \quad (18)$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_{HX}}{P_{fuel}} \quad (19)$$

- Puissance électrique

La puissance électrique est déduite du compteur électrique dont le poids d'impulsion est négligeable (10 Wh/imp) pour la puissance produite et la durée d'essai, le rendement électrique est obtenu à partir de l'équation 20.

$$\eta_{el} = \frac{P_{net}}{P_{fuel}} \quad (20)$$

- Puissance latente récupérée

La mesure du débit de condensats à l'aide d'une balance et d'un chronomètre permet d'obtenir la puissance thermique latente récupérée par le cogénérateur avec l'équation 21 avec L_v la chaleur latente spécifique de l'eau. On considère négligeable la chaleur sensible résiduelle des condensats.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{cond} L_v \quad (21)$$

2.2 Résultats expérimentaux

Le moteur à combustion interne a subi une campagne d'essais en régimes stationnaires et instationnaires pour disposer de données permettant de calibrer les différentes phases du modèle de micro-cogénération.

2.2.1 Régime stationnaire

- Principe des essais

Etant donné que le moteur à combustion interne peut moduler sa puissance entre 50 et 100 % de sa puissance électrique nominale, on définit un plan d'expériences faisant varier la température de retour d'eau et la puissance électrique nominale. Les essais réalisés en régime stationnaire sont récapitulés dans le Tableau 3.3. Dans le cas du moteur Stirling, (Bouvenot, et al., 2014) font varier le débit volume de refroidissement entre 8,5 et 16 L/min, ils notent cependant que l'influence sur les performances de cette variable est très limitée. De plus, dans le cas du moteur à combustion interne, la température de départ est maintenue relativement constante par la régulation du circulateur, cela signifie que pour une température d'eau entrante et une puissance donnée, le débit est toujours le même. Pour ces deux raisons, on ne réalise pas d'essais à différents débits d'eau de refroidissement pour une même puissance et une même température de retour.

On note qu'à une température de retour d'eau au cogénérateur de 30 °C, en raison de la température ambiante élevée (conditions estivales), des divers pincements (échangeur eau/eau et aérotherme) et l'aérotherme se situant dans un hangar couvert, celui-ci ne parvient pas dissiper correctement plus de 15 kW_{th} environ. Pour une puissance supérieure à 4 kW_{el}, cette limite est dépassée, on ne dispose donc que de données de mesures à puissance minimale pour une température de 30 °C.

$T_{cw,i}$ \ P_{net}	3500 W	3900 W	4500 W	5200 W	5900 W	6500 W	7500 W
30 °C	x	-	-	-	-	-	-
40 °C	x	x	x	x	x	x	x
50 °C	x	x	x	x	x	x	x
60 °C	x	x	x	x	x	x	x

Tableau 3.3 : Essais stationnaires réalisés sur la micro-cogénération MCI

- Résultats obtenus

La Figure 3.8 détaille les résultats bruts pour les rendements électriques, thermiques et totaux en fonction du taux de charge électrique défini par l'équation 22. Les puissances combustible, électrique, thermique et les pertes seront présentées dans la partie 2.3 (Adaptation du modèle et identification des paramètres) pour être directement comparées avec le modèle calibré.

$$\tau_{charge}^{el} = \frac{P_{net}}{P_{net}^{nom}} \quad (22)$$

Le rendement électrique est invariant selon la température d'eau car l'air comburant est la source froide du cycle moteur, contrairement au Stirling Hybris Power par exemple pour lequel l'eau joue le rôle de source froide du cycle. En revanche, le rendement électrique dépend du taux de charge électrique, ce qui s'explique par la baisse de la puissance mécanique lorsqu'on s'écarte des conditions nominales.

La baisse du rendement électrique avec la diminution du taux de charge est contrebalancée par une hausse au moins équivalente du rendement thermique (en moyenne une hausse de 7 points de rendement à charge minimale par rapport à la pleine charge). La hausse du rendement s'explique par une meilleure efficacité des échangeurs de chaleur dans la micro-cogénération comme on le constate dans les chaudières à condensation. Au total, le rendement global évolue en très légère hausse à faible charge. Finalement, la température de retour d'eau a une influence tout aussi importante sur le rendement thermique avec une diminution de 6 points entre 30 °C et 60 °C quel que soit le taux de charge.

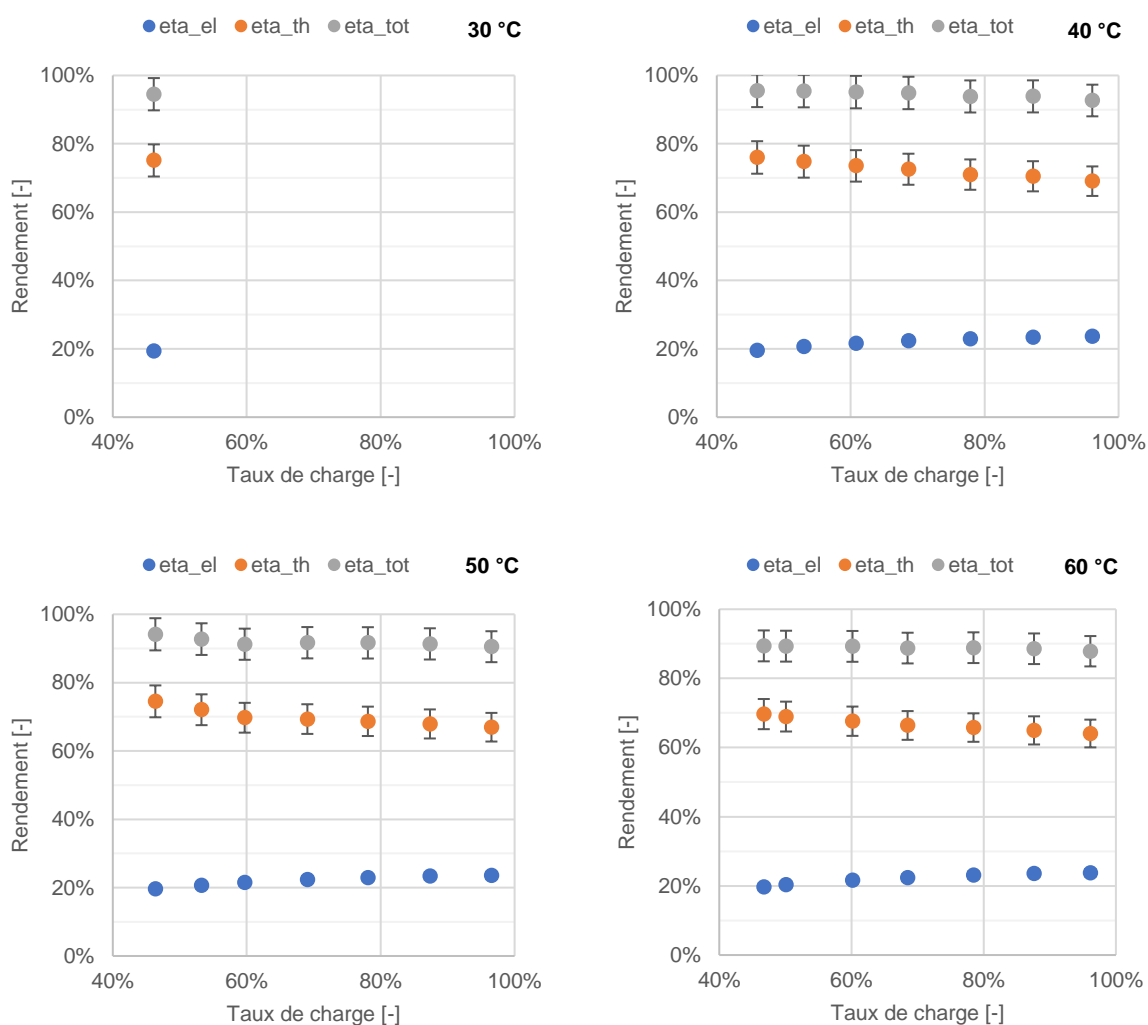


Figure 3.8 : Rendements électriques, thermiques et totaux pour des températures de retour d'eau de 30 °C, 40 °C, 50 °C et 60 °C (de gauche à droite et de haut en bas) selon le taux de charge électrique

2.2.2 Régime instationnaire

Les essais en régime instationnaire se limitent aux phases de démarrages et arrêts de la cogénération. Contrairement, par exemple, au moteur à vapeur bois expérimenté par Bouvenot ou à la plupart des piles à combustible, les rampes de puissance des moteurs à combustion interne sont quasi-instantanées et ne font donc pas l'objet d'une modélisation spécifique.

L'évolution de la puissance thermique au démarrage et à l'arrêt de la cogénération est assimilée à un système du premier ordre (Figure 3.9), c'est-à-dire que l'évolution de puissance thermique a une forme exponentielle. Les puissances électrique et combustible se comportent comme des échelons, en effet le moteur démarre et s'arrête instantanément en consommant la puissance combustible requise pour atteindre la puissance électrique demandée.

La constante de temps caractéristique du démarrage est identifiée par la méthode des moindres carrés, elle vaut 283 secondes. Celle du refroidissement est obtenue de manière analogue, elle vaut 106 secondes. Dans le cas de la phase de refroidissement, la machine a été arrêtée après différents régimes stabilisés (de 14 à 19 kW_{th}) pour observer l'influence du régime de fonctionnement précédant l'arrêt sur l'évolution de la puissance thermique en refroidissement. On note qu'à l'arrêt du moteur, le circulateur d'eau de chauffage / ECS est systématiquement piloté à pleine puissance durant 2 minutes par le cogénérateur dans l'intention de récupérer le plus possible d'énergie thermique. Pour cette raison, quel que soit le régime stabilisé précédant l'arrêt, l'évolution de puissance thermique est comparable car il y a une décharge rapide de la masse thermique du moteur, on choisit donc de conserver une modélisation du refroidissement invariante.

L'erreur relative en énergie sur la durée de chacune des phases est de 0,47 % au démarrage et de 0,22 % au refroidissement (par rapport à la moyenne des 7 essais considérés) entre modèle et essais.

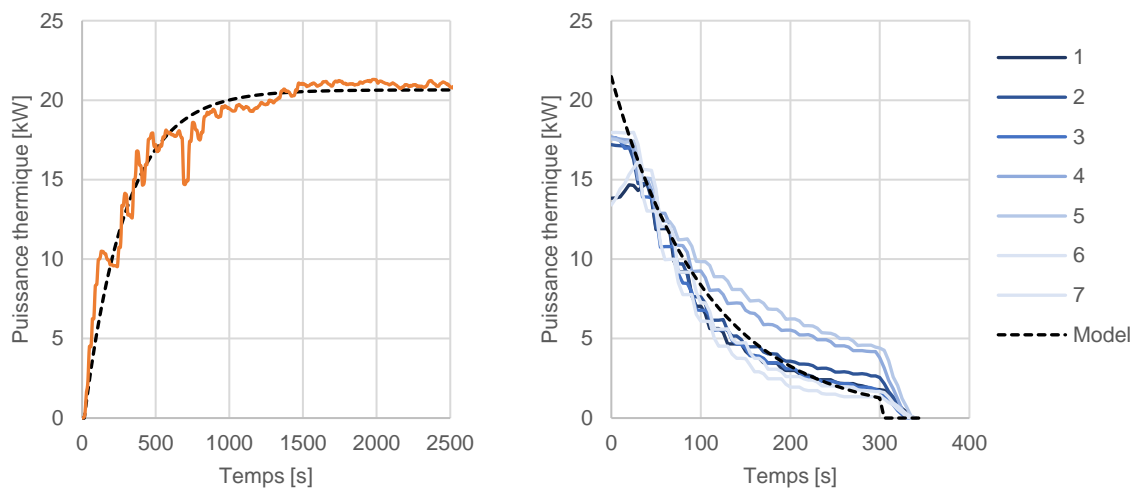


Figure 3.9 : Démarrage et arrêts de la micro-cogénération, modèle identifié

2.3 Adaptation du modèle et identification des paramètres

2.3.1 Modélisation et identification en régime stationnaire

- Puissances produites et consommées

Les résultats expérimentaux montrent que les rendements électrique et thermique de la micro-cogénération en régime stationnaire dépendent du taux de charge et/ou de la température d'eau. La modélisation proposée introduit en conséquence le terme PLR qui est représentatif du taux de charge de la cogénération. Selon la machine, la définition du taux de charge peut varier, celui-ci peut être calculé par rapport à la puissance thermique, électrique ou combustible nominale ou bien encore dépendre d'une variable interne de contrôle dans la machine basée sur la vitesse de rotation par exemple. Si possible, il est préférable de sélectionner la variable de référence ou de commande dans la régulation prévue par le constructeur. Dans le cas du MCI étudié, la puissance électrique est la variable la plus adaptée car elle ne dépend que de la régulation et sert pendant les essais à faire varier le taux de charge ($PLR = \tau_{charge}^{el}$). Les équations 23 à 25 présentent la forme du modèle modifié, celle-ci permet bien d'obtenir $P_{fuel} = P_{fuel}^{nom}$ (ou bien $\dot{Q}_{HX} = \dot{Q}_{HX}^{nom}$ et $P_{net} = P_{net}^{nom}$) dans les conditions nominales ($T_{cw,i} = T_{cw,i}^{nom}$, $\dot{m}_{cw} = \dot{m}_{cw}^{nom}$, $PLR = 1$).

Comme expliqué précédemment, les coefficients relatifs au débit d'eau (indice 2) sont considérés nuls dans le cas du MCI testé. Le résultat, très satisfaisant, de l'identification des coefficients des équations 23 à 25 est illustré sur la Figure 3.10.

$$P_{fuel} = P_{fuel}^{nom} + a_1 (T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + a_2 (\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom}) + a_3 (1 - PLR) \quad (23)$$

$$\dot{Q}_{HX} = \dot{Q}_{HX}^{nom} + b_1 (T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + b_2 (\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom}) + b_3 (1 - PLR) \quad (24)$$

$$P_{net} = P_{net}^{nom} + c_1 (T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + c_2 (\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom}) + c_3 (1 - PLR) \quad (25)$$

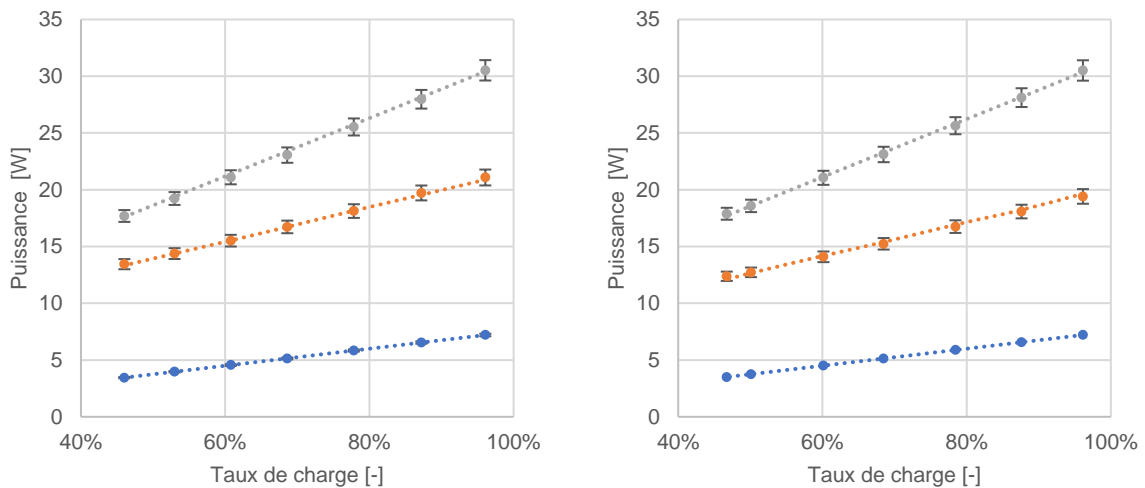


Figure 3.10 : Mesures (points) et modèle (lignes pointillées) des puissances combustible (gris), thermique (orange) et électrique (bleu) de la cogénération pour une température de retour d'eau de 40 °C (gauche) et 60 °C (droite)

- Pertes par les fumées

Les pertes par les fumées sont divisées en deux termes, pertes latentes et sensibles. Les pertes sensibles dépendent de la température des fumées laquelle est mesurée sur le banc d'essai. Elle est ensuite modélisée par une relation linéaire (équation 26). La température des fumées montre une sensibilité nette à la température d'eau. En revanche, nous n'avons pas pu identifier de relation significative entre la température des fumées et le taux de charge de la micro-cogénération (Figure 3.11). On attire l'attention sur le fait que les valeurs de 30, 40, 50 et 60 °C sur la figure sont indicatives : il s'agit de valeurs cibles. En pratique la température moyenne atteinte durant les essais peut varier de ± 2 K autour de la cible en raison de la régulation du banc, cela explique que les lignes du modèle ne soient pas parfaitement horizontales sur la Figure 3.11.

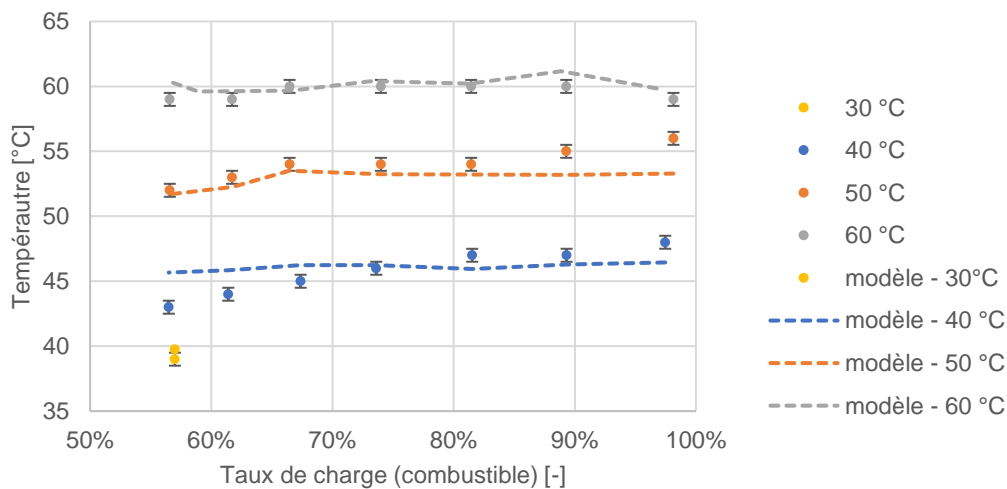


Figure 3.11 : Mesures et modèle de la température des fumées

Les pertes latentes peuvent être obtenues par calcul grâce à la mesure des condensats récupérés en bas du conduit d'évacuation des fumées à l'aide d'une balance et d'un chronomètre. Le modèle décrit une relation linéaire entre le débit masse de condensats et la température d'eau ainsi que la puissance de combustible consommée (équation 27). La dépendance à la puissance combustible a permis d'améliorer nettement la précision du modèle initial pour prédire le débit de condensats. En effet, la réaction de combustion se traduit par une augmentation d'eau dans les produits de combustion proportionnelle à la quantité de combustible.

$$T_{exh} = k_{exh} (T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + T_{exh}^{nom} \quad (26)$$

$$\dot{m}_{condens} = (k_{condens} \cdot T_{cw,i} + l_{condens}) \cdot \frac{P_{fuel}}{P_{fuel}^{nom}} \quad (27)$$

- Pertes par les parois vers l'ambiance

L'équation bilan du modèle de micro-cogénération s'écrit, pour rappel, avec l'équation 28. Pour évaluer le terme de pertes par les parois vers l'ambiance \dot{Q}_{loss} pour chaque série d'essai, on utilise

la forme stationnaire de l'équation 14 (équation 28) et l'on déduit \dot{Q}_{loss} à partir de tous les autres termes.

$$0 = \dot{H}_{fuel} + \dot{H}_{air} + P_{fuel} - P_{net} - \dot{Q}_{HX} - \dot{Q}_{loss} - \dot{H}_{exh}^{sens} - \dot{H}_{exh}^{lat} \quad (28)$$

- P_{net} , \dot{Q}_{HX} et P_{fuel} sont directement ou indirectement mesurées dans les essais.
- \dot{H}_{fuel} et \dot{H}_{air} sont les débits d'enthalpie du combustible et de l'air. Ils sont obtenus connaissant le débit de combustible, la composition du combustible et suivant l'hypothèse que la réaction de combustion est quasi-stœchiométrique (validée par la mesure de la sonde lambda).
- Les termes \dot{H}_{exh}^{sens} et \dot{H}_{exh}^{lat} , pertes par les fumées sensibles et latentes, sont obtenus à partir du débit, de la composition et la température des produits de combustion en s'appuyant sur la réaction de combustion, les tables de JANAF et le débit de condensats.

En raison de la méthode utilisée, la détermination des pertes par l'ambiance cumule l'incertitude de l'ensemble des autres termes du bilan de puissance et est donc relativement imprécise. (Johnson, et al., 2012) avaient déjà mis en évidence la limitation de cette méthode avec le modèle de l'Annexe 42, dont la méthode est similaire, sur ce point précis. (Andlauer, 2011) avait proposé une comparaison du résultat avec ceux obtenus par l'évaluation des températures de parois (thermographie infrarouge et/ou sondes de contact) et des coefficients d'échange paroi/ambiance.

Dans notre cas d'étude, les calculs d'incertitude menés dans les mêmes conditions que ceux du Tableau 3.2 aboutissent à une incertitude relative de 297 % et une incertitude type composée de 6,9 %. Cette valeur élevée est toutefois à modérer dans la mesure où la valeur absolue des pertes par les parois est faible devant les autres termes du bilan (moins de 2 % des flux énergétiques sortants en toutes circonstances).

L'équation du modèle initial de pertes par les parois est jugée insuffisante, on ajoute donc un terme dépendant du taux de charge de la micro-cogénération. L'équation 29 est celle permettant de mieux minimiser l'erreur de prédiction tout en conservant une signification physique.

$$\dot{Q}_{loss} = PLR ([UA]_{loss} \left(\frac{T_{cw,o} + T_{cw,i}}{2} - T_{amb} \right) + k_{loss}) \quad (29)$$

L'autre nouveauté introduite est que les coefficients $[UA]_{loss}$ et k_{loss} sont différenciés entre les phases stationnaire, en refroidissement et à l'arrêt. Cela s'explique physiquement par des conditions d'échange modifiées entre la masse interne du moteur et l'enveloppe selon les débits de fumées, d'eau et les températures des composants du moteur. En régime stationnaire, les deux coefficients empiriques sont calibrés à partir de l'équation 29, de la valeur \dot{Q}_{loss} déterminée par le bilan énergétique et des mesures de $T_{cw,o}$, $T_{cw,i}$ et T_{amb} .

- Bilan de puissance

Le bilan des flux énergétiques entrants et sortants de la micro-cogénération en régime stationnaire issu des mesures confirme la part minimale des pertes par l'ambiance Figure 3.12. La majorité des pertes est due aux fumées et en particulier à la non condensation d'une partie de la vapeur d'eau des fumées malgré l'échangeur à condensation, d'où l'intérêt de limiter les pertes par l'ajout d'un tel échangeur. En première approximation, les flux enthalpiques entrants du combustible et de l'air sont négligeables devant la puissance de réaction du combustible.

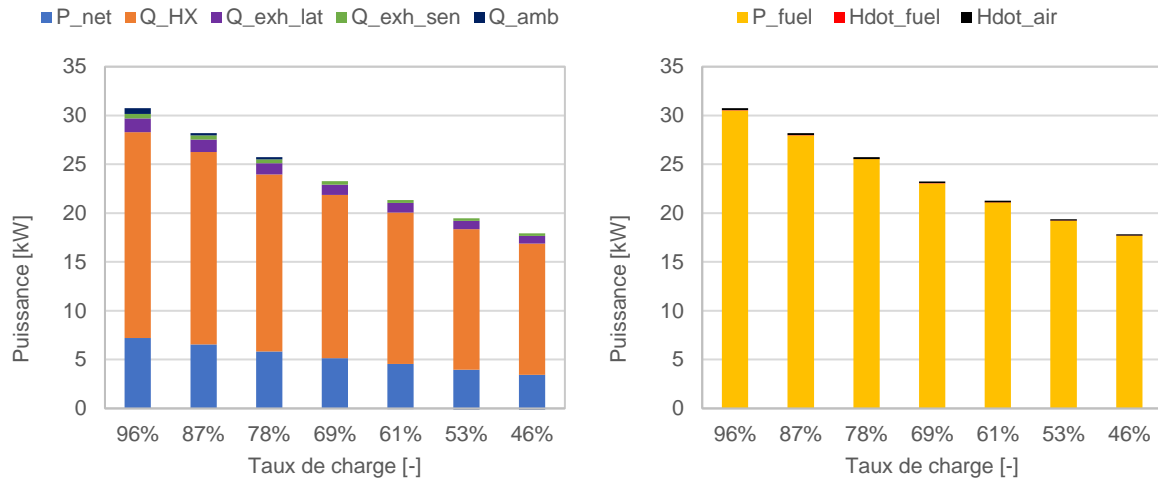


Figure 3.12 : Bilan des flux énergétiques sortants (gauche) et entrant (droite) du micro-cogénérateur pour une température de retour d'eau de 40 °C et différents taux de charge

2.3.2 Modélisation et identification en régime instationnaire

- Capacité thermique interne

La modélisation du régime instationnaire repose sur l'assimilation de la micro-cogénération à une capacité thermique $[MC]_{int}$ de température uniforme T_{int} . Pour obtenir la valeur de cette capacité thermique, deux méthodes originales sont ici proposées et comparées.

D'abord, la méthode initialement proposée par (Andlauer, 2011) repose sur la détermination d'une constante de temps τ_{RF} de refroidissement de la capacité thermique qui échange avec l'ambiance lors de la phase de refroidissement de la cogénération à travers un coefficient de perte thermique $[UA]_{loss}$. L'équation 30 permet de déterminer $[MC]_{int}$ à partir des paramètres précédents. Dans sa méthode, $[UA]_{loss}$ est égal à la valeur identifiée en régime stationnaire, ce qui n'est pas nécessairement exact selon les conditions d'échanges internes de la micro-cogénération. De plus, nous avons modifié la forme de l'équation 29 en régime stationnaire, ce qui ne permet plus d'utiliser directement ce coefficient d'échange pour la résolution de l'équation 30.

$$[MC]_{int} = [UA]_{loss} \cdot \tau_{RF} \quad (30)$$

La première méthode originale dite « passive » que nous proposons dans notre cas d'étude commence par l'évaluation de $[UA]_{loss}^{passive}$ suivant l'équation 31. On le détermine en faisant circuler

à débit faible de l'eau chaude dans la micro-cogénération maintenue en température par une résistance électrique, en mesurant la puissance électrique moyenne nécessaire et connaissant la température ambiante T_{amb} (Figure 3.13). On considère que la totalité de la puissance électrique consommée est rejetée sous forme de chaleur dans la boucle d'eau.

$$[UA]_{loss}^{passive} = \frac{P_{resistance}}{(T_{int} - T_{amb})} \quad (31)$$

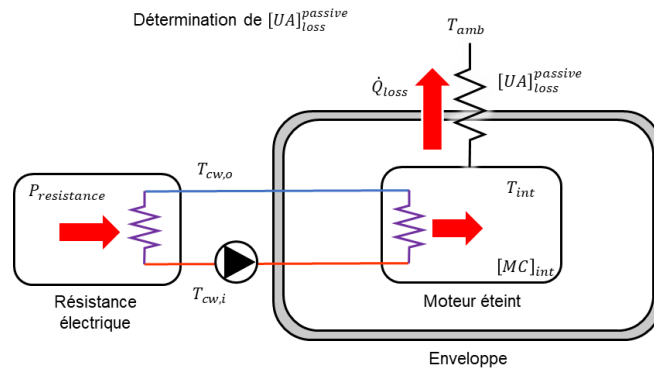


Figure 3.13 : Schéma de principe de la phase de détermination du coefficient d'échange thermique dit « passif » entre la capacité thermique MC_{int} et l'ambiance

On peut ensuite appliquer la méthode d'Andlauer lors du refroidissement dit « passif » c'est-à-dire en phase d'arrêt, lorsque le circulateur est éteint (illustration en bas à gauche de la Figure 3.15). À l'aide de la mesure de la température du moteur T_{int} , on déduit la constante de temps $\tau_{RF}^{passive}$ (Figure 3.14) en refroidissement « passif » et on déduit la capacité thermique équivalente de la micro-cogénération avec l'équation 32.

$$[MC]_{int} = [UA]_{loss}^{passive} \cdot \tau_{RF}^{passive} \quad (32)$$

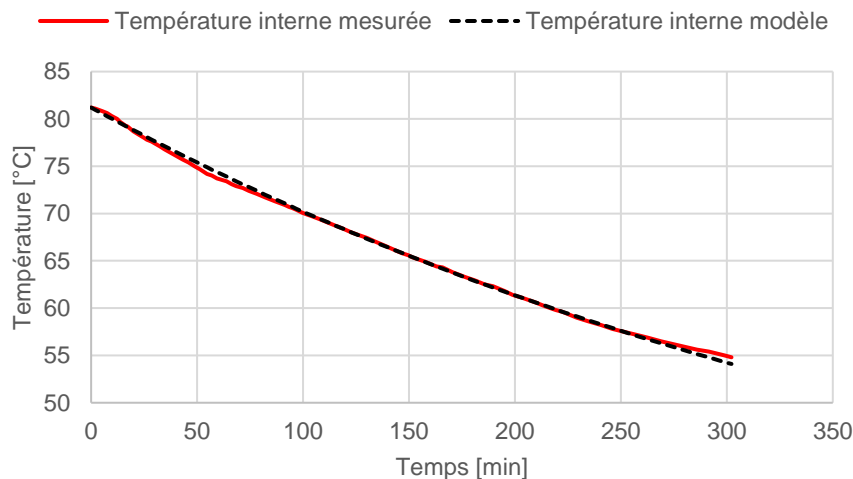


Figure 3.14 : Evolution de la température interne du moteur - mesures et modèle du premier ordre à l'arrêt (refroidissement passif)

Nous proposons une deuxième méthode originale dite « active » pour calculer $[MC]_{int}$ à partir d'un refroidissement cette fois dit « actif » (illustrée Figure 3.15 à droite). Durant un peu plus de deux minutes après l'ordre d'arrêt du moteur, le circulateur du cogénérateur continue à fonctionner, moteur éteint, temps pendant lequel la capacité thermique équivalente du moteur commence à se refroidir. À ce moment, le flux thermique échangé entre le moteur et l'eau du circuit de chauffage est de l'ordre de plusieurs milliers de Watts contre une centaine de Watts pour \dot{Q}_{loss} . En négligeant ce dernier terme, on déduit le coefficient d'échange $[UA]_{loss}^{active}$ entre la capacité thermique équivalente et l'eau de chauffage (équation 33). Le coefficient $[UA]_{loss}^{active}$ s'avère quasi-constant sur la durée du refroidissement actif (Figure 3.16). Connaissant l'évolution de la température interne du moteur T_{int} , on peut alors résoudre l'équation 34 pour obtenir $[MC]_{int}$.

$$[UA]_{loss}^{active} = \frac{\dot{Q}_{décharge}}{T_{int} - \frac{T_{cw,o} + T_{cw,i}}{2}} \quad (33)$$

$$[MC]_{int} = [UA]_{loss}^{active} \cdot \tau_{RF}^{active} \quad (34)$$

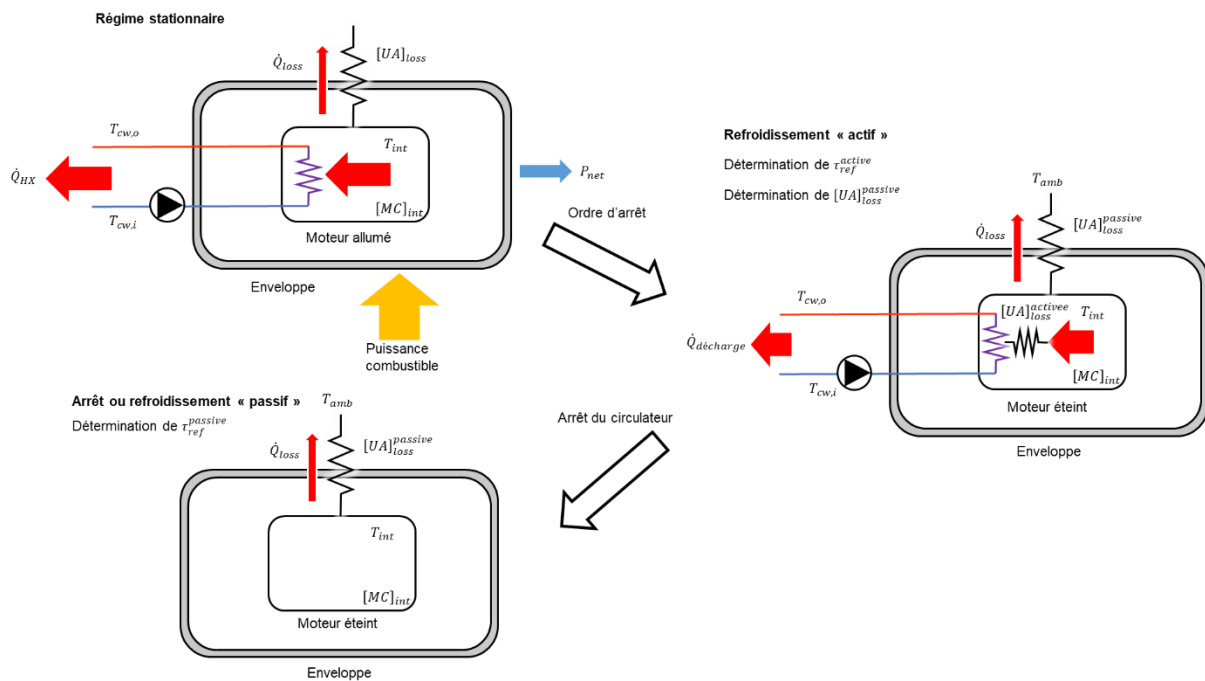


Figure 3.15 : Schéma de principe de détermination des constantes de temps de refroidissement passif et actif et du coefficient d'échange thermique dit « actif »

Cette deuxième méthode a l'avantage de ne pas nécessiter un essai supplémentaire de pertes à l'arrêt qui requiert une résistance électrique comme dans le montage de la Figure 3.13 pour déterminer $[UA]_{loss}^{passive}$.

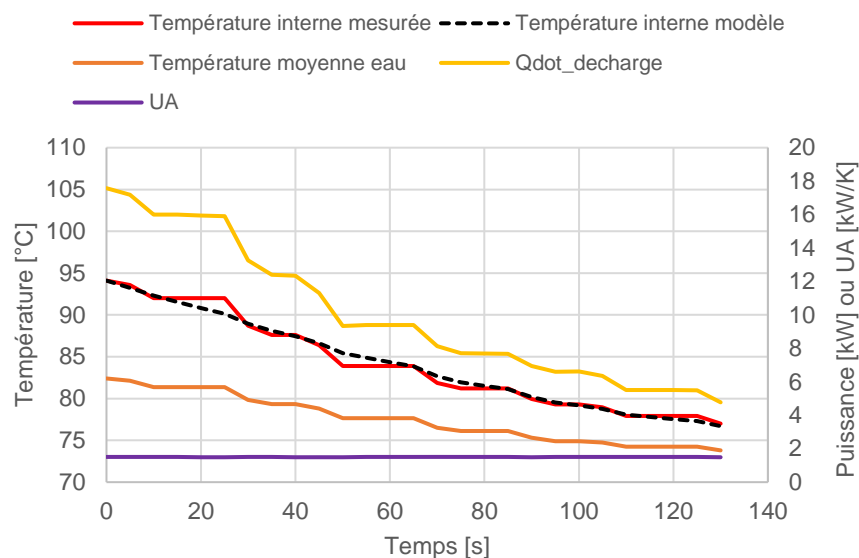


Figure 3.16 : Evolution de la température interne mesurée et modélisée lors du refroidissement actif, puissance thermique déchargée et coefficient UA actif quasi-constant durant la séquence

La comparaison des résultats des deux méthodes est récapitulée dans le Tableau 3.4, les valeurs des coefficients d'échange et de la constante de temps de refroidissement ne sont pas comparables mais les deux valeurs de $[MC]_{int}$ le sont. L'écart résultant entre les deux méthodes est très faible (4,7 %) ce qui permet d'apporter un élément de validation. On peut par exemple comparer ces valeurs avec une autre valeur, grossière, obtenue en multipliant la masse totale de la micro-cogénération (380 kg) par une capacité thermique massique moyenne estimée à $500 \text{ J.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$ (cogénérateur principalement composé de métaux et de plastiques) qui donnerait environ 200 kJ/K. Si l'on considère que la moitié de la masse de la micro-cogénération joue réellement un rôle dans le comportement thermique de la cogénération (estimation probable étant donné que le moteur seul pèse moins de 100 kg, le reste correspondant aux échangeurs, à la jaquette, au support, au conduit de fumées, aux fluides divers, etc.), l'ordre de grandeur paraît valide.

	$[UA]$ [W/K]	τ_{RF} [s]	$[MC]_{int}$ [J/K]	Ecart relatif $[MC]_{int}$
Méthode 1 : (refroidissement passif)	3,47	27 547	95 589	-
Méthode 2 : (refroidissement actif)	1503	67	100 345	+ 4,7 %

Tableau 3.4 : Comparaison des méthodes d'obtention de la capacité thermique interne équivalente

- Démarrage et arrêts

La modélisation des puissances électrique, thermique et combustible lors des phases de démarrage et d'arrêt du moteur n'est autrement pas modifiée par rapport au modèle initial (équations 35 et 36).

$$P_{fuel} = \begin{cases} 0 & \text{if } t < t_{start} \text{ or } t > t_{stop} \\ P_{fuel}^{nom} & \text{if } t_{start} \leq t < t_{start} + \Delta t_{start}^Q \end{cases} \quad (35)$$

$$P_{net} = \begin{cases} 0 & \text{if } t < t_{start} \text{ or } t > t_{stop} \\ P_{net}^{nom} & \text{if } t_{start} \leq t < t_{start} + \Delta t_{start}^Q \end{cases} \quad (36)$$

2.4 Synthèse de l'étude numérique et expérimentale d'un micro-cogénérateur à moteur à combustion interne

Dans cette partie, nous avons présenté l'unité de micro-cogénération MCI étudiée en détail dans la thèse et le banc d'essai adapté puis utilisé dans les locaux du COSTIC.

Nous avons présenté les résultats expérimentaux en régimes stationnaires et instationnaires. Nous avons mesuré les performances du micro-cogénérateur entre 30 et 60 °C de température de retour d'eau et de 50 à 100 % de modulation de puissance. Les essais stationnaires montrent que le moteur dispose d'un rendement nominal global sur PCS supérieur à 90 % lorsque le cogénérateur fonctionne à température d'eau de retour inférieure à 50 °C. Ces performances montrent l'intérêt d'intégrer un échangeur à condensation dans ce type d'appareil. Les performances en régime stationnaire non-nominal sont dépendantes des conditions de fonctionnement : température d'eau et modulation influent sur le rendement thermique, par contre seule la modulation influe sur le rendement électrique. En régime transitoire, la puissance électrique est produite instantanément au démarrage de l'unité, contrairement aux moteurs Stirling, mais la puissance thermique atteint 95 % de sa valeur nominale en plus d'un quart d'heure.

Le modèle détaillé initialement proposé par (Bouvenot, et al., 2014) a été recodé, adapté et calibré avec succès à partir de ces résultats expérimentaux. Nous avons apporté une nouvelle modélisation des performances selon le taux de modulation et une nouvelle méthode de détermination de la capacité thermique interne du cogénérateur. Les performances du cogénérateur sont fidèlement reproduites par le modèle.

3 Etude expérimentale et modélisation d'une micro-cogénération à micro-turbine

3.1 Présentation de la machine et du banc de test

3.1.1 Machine

- Technologie et cycle thermodynamique

Les turbines à gaz, assez répandues en mini-cogénération et plus grande cogénération (au-dessus de 250 kVA), sont dotées d'une turbine axiale inspirée du monde aéronautique. Récemment, des constructeurs comme MTT ont adapté les technologies de turbines issues du monde automobile pour des applications de micro-cogénération (Figure 3.17). On trouve des différences sensibles de conception tenant à la forme de la turbine, de type radial : c'est-à-dire que le mélange gazeux est injecté dans le même axe que celui de la micro-turbine mais ressort perpendiculairement à celui-ci. Par ailleurs, les vitesses de rotation de ces machines peuvent atteindre 200 000 tr/min quand la plupart des turbines de plus forte puissance ne dépassent pas 100 000 tr/min.



Figure 3.17 : MTT EnerTwin, source : www.enertwin.com

Le cycle thermodynamique de la machine (Figure 3.18) est celui d'une turbine gaz avec une compression de l'air entrant suivi d'une augmentation de température de l'air comprimé dans un régénérateur qui est un échangeur air/fumées. L'air ainsi préchauffé permet de réduire la quantité de gaz naturel à injecter dans la chambre de combustion ce qui augmente le rendement mécanique du cycle. Les fumées de combustion possèdent alors une très forte énergie (cinétique notamment) et entraînent une turbine reliée à l'axe du compresseur. L'énergie thermique des gaz détendus est utilisée dans le régénérateur puis dans un échangeur pour alimenter le circuit d'eau chaude.

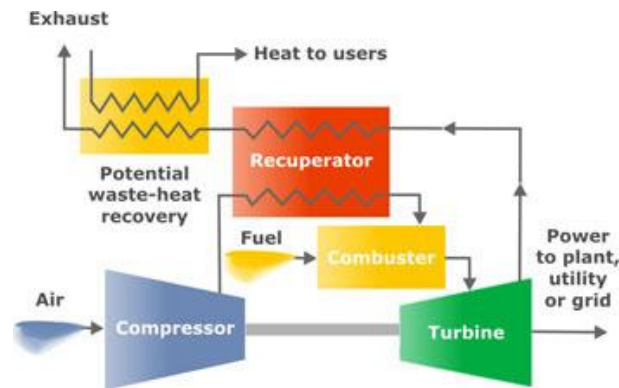


Figure 3.18 : Illustration du cycle utilisé dans la micro-turbine MTT (Brayton régénératif), source : (Allouache, et al., 2015)

- Composants

Afin d'alimenter la micro-turbine en produits de combustion chauds à haute pression, la cogénération est équipée de nombreux accessoires. La vue latérale droite (Figure 3.19) met en lumière le compresseur gaz qui permet d'élever la pression du gaz provenant du réseau (seulement 20 mbar relatif) à la pression interne de la chambre de combustion pour l'injection du carburant. Le rectangle jaune signale les accessoires utiles pour la lubrification des aubes de la turbine, le carter d'huile contient la pompe à huile, un filtre à huile et une résistance électrique permettant de préchauffer l'huile lors d'un redémarrage.

La vue latérale gauche (Figure 3.20) permet de voir le ventilateur de l'enveloppe de la cogénération (il permet de refroidir l'électronique en particulier et consomme de l'électricité). La turbine à gaz et le générateur électrique sont entourés en violet, la vanne gaz est en jaune tandis que la pompe de circulation d'eau primaire intégrée à la machine est signalée en bleu.

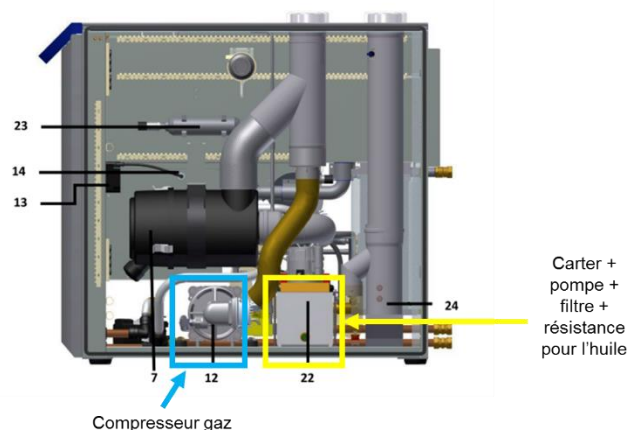


Figure 3.19 : Vue schématique latérale (droite) de la micro-cogénération, source : adapté du manuel d'utilisation

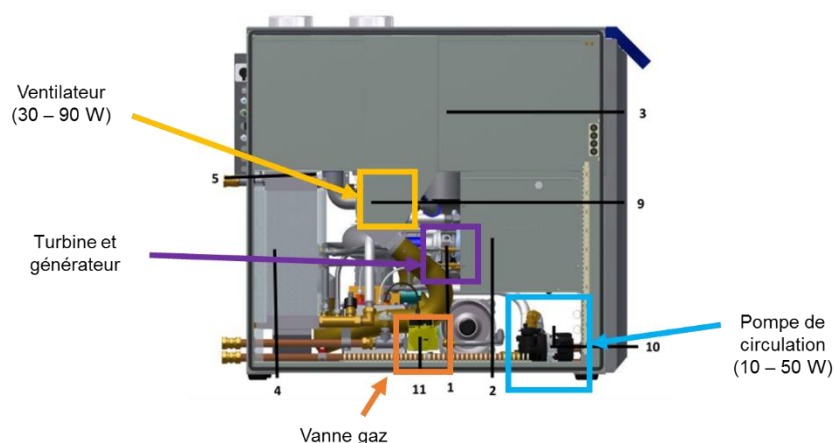


Figure 3.20 : Vue schématique latérale (gauche) de la micro-cogénération, source : adapté du manuel d'utilisation

Ces accessoires ont pour la plupart pour effet de consommer de l'électricité de manière continue lors du fonctionnement (ventilateur, pompe à huile, compresseur gaz, pompe de circulation, électronique et affichage) ou lors des démarrages (résistance chauffante d'huile).

- Performances et coûts

Le produit conçu par MTT est une micro-turbine pouvant atteindre 240 000 tr/min en produisant 15 kW d'énergie thermique pour 3 kW d'énergie électrique (courant alternatif). L'énergie électrique est produite grâce à un alternateur placé sur l'axe de la turbine. L'énergie thermique est récupérée grâce à l'échangeur placé sur la sortie des fumées du cycle et est transmise à une boucle d'eau chaude dont le débit est contrôlé par un circulateur pour maintenir une température de sortie échangeur correspondant à la consigne fixée par l'utilisateur.

L'intérêt de cette technologie tient au coût, tant à l'investissement qu'en maintenance, inférieur aux autres technologies de micro-cogénération (Stirling, piles à combustible) de puissance similaire. Le constructeur annonce un besoin de révision toutes les 5000 h (généralement moins d'une fois par an) avec remplacement d'une partie des organes de la machine.

La machine a fait l'objet de tests de performances en régime stabilisé à différentes puissances et température d'eau de retour et de tests de marche/arrêt au CRIGEN. Ces essais ont permis de caractériser de manière assez exhaustive les performances de la machine et permettent ainsi d'envisager une première modélisation.

- Cible de marché

La puissance thermique développée par la machine la destine *a priori* à une cible de marché correspondant aux logements collectifs car, accompagnée de son stockage d'eau chaude, la machine s'avérera trop puissante thermiquement et électriquement pour une maison individuelle, même

dans le cas d'un bâtiment non rénové sauf à réinjecter beaucoup d'électricité dans le réseau. Cela sera d'autant plus vrai dans le cas d'un bâtiment respectant les standards de la réglementation thermique 2012. Elle permettrait une couverture très large des besoins thermiques du bâtiment (y compris ECS via l'adjonction d'un stockage thermique) au détriment toutefois d'un temps de fonctionnement réduit et donc d'une production électrique faible au regard de son potentiel.

3.2 Campagnes expérimentales

On distingue deux campagnes expérimentales distinctes dont les résultats ont été utilisés pour l'adaptation, la calibration et la validation du modèle.

- Une première campagne, menée en 2015 au CRIGEN, a été réalisée avant le début de nos travaux.
- L'analyse de ce premier protocole d'essai, des résultats et du modèle de micro-cogénération a conduit à mener une deuxième série d'essais. Cette deuxième campagne, réalisée au CSTB en 2016, permet d'observer des phénomènes supplémentaires et d'éprouver la cogénération dans des conditions différentes (en particulier dynamiques).

Les bancs d'essais et les résultats obtenus sont présentés ci-après.

3.2.1 Bancs d'essais

a) Banc du CRIGEN et essais réalisés

- Présentation du banc



Figure 3.21 : Photo du banc d'essai utilisé au CRIGEN

Le banc d'essai mis en œuvre au CRIGEN (illustré Figure 3.21) intègre la micro-turbine dans une boucle d'eau refroidie par un échangeur à plaques. Le côté secondaire de l'échangeur est refroidi par un groupe frigorifique, le contrôle de la vanne 3 voies côté secondaire permet de réguler la température de retour de la machine afin d'imposer des conditions fixes pour des essais à température stabilisée. On peut voir sur le schéma de l'installation (Figure 3.22) la présence de

deux ballons de 300 L en série avec l'échangeur et la cogénération. Leur rôle est de faciliter la régulation de la température de retour par l'ajout d'inertie dans le circuit hydraulique.

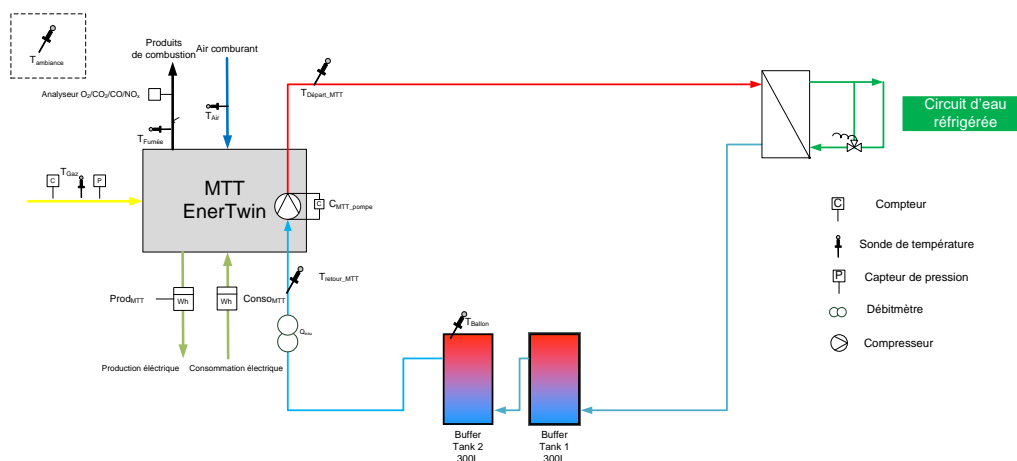


Figure 3.22 : Schéma du banc d'essai utilisé au CRIGEN, source : (Allouache, et al., 2015)

- Métrologie

Les moyens métrologiques mis en œuvre sur le banc d'essai sont présentés dans le Tableau 3.5.

Type de mesure	Nom	Type de capteur	Plage de mesure	Incertitude	Situation
Température	$T_{départ_MTT}$	PT100	20 à 90 °C	± 0.2 °C	Température chauffage départ machine
	T_{retour_MTT}	PT100	20 à 90 °C	± 0.2 °C	Température chauffage retour machine
	T_{ballon}	3*PT100 de contact	20 à 80 °C	± 0.5 °C	Température eau ballon : bas, milieu, haut
	$T_{ambiance}$	PT100	10 à 90 °C	± 0.2 °C	Température ambiante
	T_{gaz}	PT100	0 à 30 °C	± 0.2 °C	Température gaz : aval compteur gaz
	$T_{fumées}$	PT100	0 à 100 °C	± 0.2 °C	Température fumées de combustion : à 10 cm, sur conduit d'évacuation des fumées
	T_{air}	PT100	0 à 30 °C	Inconnue	Entrée d'air MTT
Comptage eau	Q_{eau}	Compteur volumétrique	0-3 m ³ /h	± 1 % de la valeur lue	Débit eau primaire
Comptage gaz	Q_{gaz}	Compteur	0.04-6.0 m ³ /h	± 1 % de la valeur lue	Ligne gaz
Electrique	$Prod_{MTT}$	Compteur électrique	0-3 kW 1000 imp/kWh	Donnée constructeur	Production MTT
	$Cons_{MTT}$	Analyseur de réseaux	0-2 kW	Donnée constructeur	Consommation MTT

Produits de combustion	O ₂	Analyseur multigaz HORIBA PG250	0-10 %	Donnée constructeur	Sur conduit d'évacuation des fumées : ligne chauffée + groupe froid + exacanal
	CO ₂ /CO		0-10 % / 0-100ppm	Donnée constructeur	Sur conduit d'évacuation des fumées : ligne chauffée + groupe froid + exacanal
	NO _x		0-100 ppm	Donnée constructeur	Sur conduit d'évacuation des fumées : ligne chauffée + groupe froid + exacanal
Pression gaz absolue	Pa	Manomètre numérique	900-1100 mbar	±1 % de la valeur lue	Aval compteur gaz

Tableau 3.5 : Liste et caractéristiques des moyens métrologiques, source : (Allouache, et al., 2015)

L'un des équipements remarquables de ce banc d'essai est l'analyseur de fumées HORIBA : il permet de mesurer en continu les émissions de polluants (contrairement aux analyseurs de fumées portatifs « à ticket ») et il est étalonné avant chaque expérimentation. Par ailleurs, un sonomètre permet de relever ponctuellement le niveau sonore de la turbine.

- Protocole d'essai

Les essais menés dans les laboratoires du CRIGEN sont les suivants :

- Essais en régime stabilisé (3 températures, 3 niveaux de puissance)
- Essais de démarrage à chaud (plusieurs températures, temps d'arrêt irrégulier)
- Essais de démarrage à froid (plusieurs températures, on ne connaît pas le temps d'arrêt exact)
- Test de la protection de découplage électrique (interruption réseau)
- Essais de combustion
- Essais acoustiques

- Limites des essais réalisés, nécessité d'un nouveau banc

Malgré la richesse du protocole d'essais du CRIGEN, on liste ci-après les raisons justifiant la réalisation d'essais complémentaires.

Concernant le régime stabilisé, on ne dispose que de 9 points d'essais : ils sont suffisants pour calibrer le modèle, en revanche, il faut disposer d'essais complémentaires pour valider le modèle.

De plus, le banc d'essai ne permet pas de contrôler la température d'air entrant dans la micro-cogénération, la température d'air entrant est d'environ 24 ± 2 °C. Or les performances des turbines sont fortement influencées par cette température d'air entrante.

Concernant les phases transitoires (démarrage à chaud/froid), le protocole d'essai est riche. Les essais du CRIGEN mettent en évidence la variation importante du temps de démarrage en fonction du temps d'arrêt. En revanche, pour construire une loi empirique décrivant la variation des

performances au démarrage selon la durée d'arrêt, il faut disposer d'observations régulières de démarrages entrecoupés de périodes d'arrêts de durées variables.

Enfin, le banc d'essai CRIGEN ne permettait pas de réaliser les essais en conditions représentatives d'une installation réelle (dynamiques des températures et appels de puissance). Ce type d'essai est particulièrement intéressant dans l'optique de valider le modèle précédemment calibré.

b) Banc du CSTB et essais complémentaires

Cette partie décrit le banc d'essai installé au CSTB dans lequel la micro-cogénération MTT EnerTwin a été intégrée. Contrairement aux essais du CRIGEN, la définition du cahier des charges de cette nouvelle série d'essais a été faite au cours de cette thèse afin d'apporter des données complémentaires pour la calibration et la validation du modèle.

- Cahier des charges des essais complémentaires

Les nouveaux essais doivent compléter ceux déjà disponibles (conditions de fonctionnement non explorées) et de valider la méthode mise en œuvre dans cette étude. On cherche à compléter le paramétrage du modèle pour tenir compte de la température d'air entrant et des démarrages à chaud et à froid. Techniquement, le banc doit donc être capable de :

- Contrôler la température d'air entrant.
- Permettre des tests dynamiques pour la calibration et la validation du modèle (contrôler finement la température de retour d'eau, les signaux envoyés aux sondes de température de la cogénération, les démarrages de la turbine, ...).

- Présentation du banc

Le laboratoire semi-virtuel du CSTB à Sophia-Antipolis permet de tester et d'évaluer de manière dynamique les systèmes énergétiques dédiés au bâtiment. Le système réel est testé dans un environnement virtuel qui reproduit le comportement d'un bâtiment et de ses équipements, soumis au climat et aux usages des occupants (Figure 3.23). Je souhaite remercier tout particulièrement Vincent Partenay du CSTB pour m'avoir fourni de nombreux éléments de cette présentation et de toute l'aide apportée dans la réalisation de ces essais.

Ce laboratoire permet donc de tester des systèmes qui produisent de l'énergie (chaudières, pompes à chaleur, cogénérateurs, etc.), qui en stockent (batteries électriques, ballons solaires, etc.) ou qui en consomment (équipements électrodomestiques, ventilation mécanique contrôlée - VMC, etc.). Il est conçu pour pouvoir intégrer des systèmes utilisant l'eau, l'air ou l'électricité comme vecteur énergétique ou combinant les trois, pour une puissance thermique nominale comprise entre 2 et 20 kW.

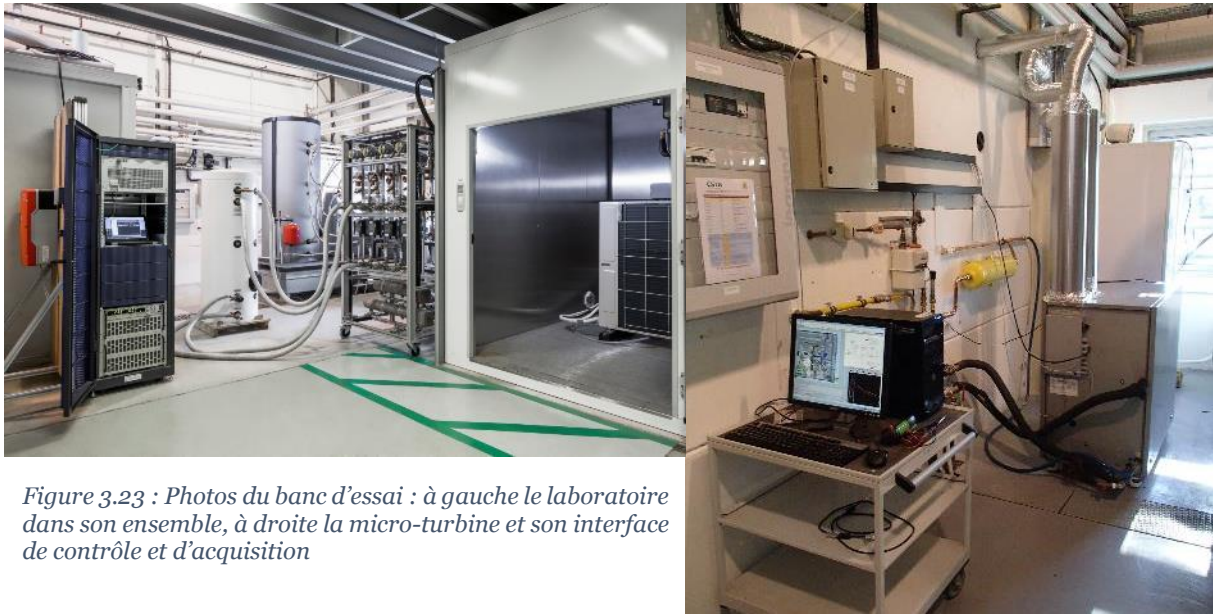


Figure 3.23 : Photos du banc d'essai : à gauche le laboratoire dans son ensemble, à droite la micro-turbine et son interface de contrôle et d'acquisition

A l'aide de différents modules de charge/décharge, le laboratoire peut émuler les conditions thermiques et électriques aux bornes du système testé de manière réaliste, en les contrôlant à une fréquence de l'ordre de la minute via une plateforme de simulation thermique dynamique synchronisée en le temps réel.

Ce type de test, particulièrement utile pour les systèmes en phase prototype, permet notamment :

- D'évaluer les performances énergétiques du système en conditions quasi-réelles en peu de temps ;
- De tester la robustesse de ses équipements de contrôle/commande ;
- D'améliorer le fonctionnement de l'ensemble au regard des besoins.

Ci-dessous sont présentés plus en détail les modules utilisés dans la présente étude.

- Modules hydrauliques

Les modules hydrauliques du laboratoire (Figure 3.24), au nombre de quatre, permettent la régulation d'une boucle hydraulique pour des températures comprises entre 5 °C et 80 °C et des débits allant jusqu'à 2500 kg/h (chacun). Ils permettent généralement d'émuler un émetteur de chauffage de type plancher chauffant ou radiateur, mais aussi une boucle de puisage d'eau chaude sanitaire. Ils peuvent également être utilisés pour représenter le comportement d'un capteur solaire thermique ou encore une sonde géothermique.

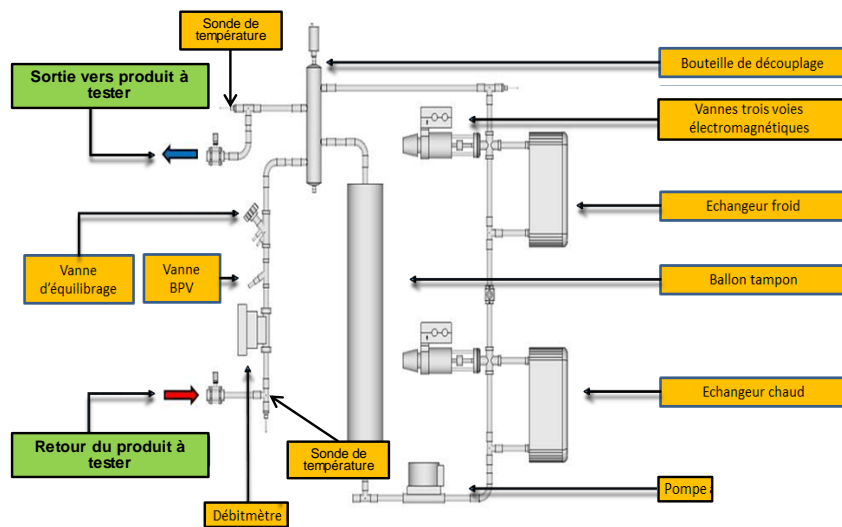


Figure 3.24 : Description d'un module hydraulique, source : CSTB

Un module hydraulique est composé d'une pompe à vitesse variable, d'un échangeur « chaud » et d'un échangeur « froid » en série, associés à deux vannes trois voies contrôlées par des régulateurs PID (actualisation toutes les 100 ms). Une bouteille de découplage permet de séparer hydrauliquement le module du circuit du produit, et une vanne d'équilibrage permet d'ajuster une perte de charge en fonction de chaque test.

Dans le cas présent, le circuit hydraulique de la turbine (pompe interne incluse) a donc été couplé à un de ces modules hydrauliques.

- Modules aérauliques

De la même manière que pour les modules hydrauliques, deux chambres climatiques permettent de préparer de l'air pour des températures comprises entre -10 °C et 50 °C et des humidités relatives de 5 % à 95 %. Ces chambres sont typiquement utilisées pour émuler le climat extérieur (test d'une unité extérieure d'air conditionné par exemple) ou encore l'ambiance au sein d'une pièce d'un bâtiment.

Une chambre climatique a été raccordée à l'entrée d'air de la turbine pour contrôler la température d'air entrant. L'humidité de l'air entrant n'est par contre pas contrôlée.

- Module de température

Généralement indissociable du produit testé, le système de régulation doit lui aussi être immergé dans l'environnement semi-virtuel, afin que l'ensemble des conditions de marche / arrêt / modulation du produit soit bien pris en compte. Pour ce faire, le laboratoire semi-virtuel est équipé de boîtes à décades permettant d'émuler des températures sous leur forme résistive (Ohms) en lieu et place des sondes du système (Figure 3.25).



Figure 3.25 : Boîte à décade pour l'émulation de température, source : CSTB

Il est ainsi possible d'envoyer au système en test la ou les température(s) calculée(s) par la partie virtuelle du dispositif (par exemple la température d'un ballon), afin que son régulateur le mette en route ou non. Le raccordement du produit se fait donc en utilisant directement la carte électronique qui y est intégrée et en implémentant la courbe de conversion température/résistance dans la partie simulée.

- Installation et mise en service de la micro-turbine

La micro-turbine EnerTwin (MTT) a été intégrée au laboratoire semi-virtuel et équipée de compteurs pour la mesure de sa consommation en gaz et de ses consommations/productions électriques tel qu'illustré sur la Figure 3.26 :

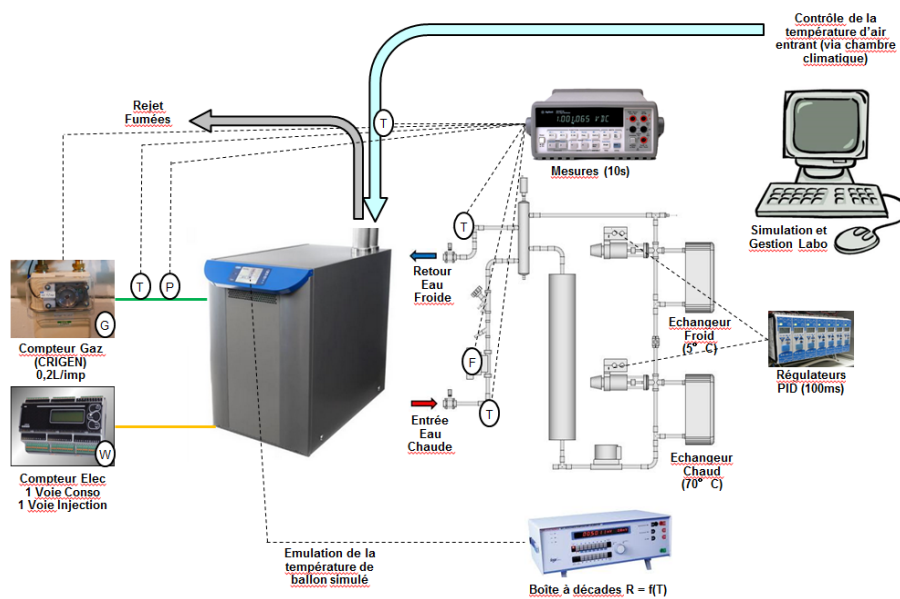


Figure 3.26 : Intégration de la micro-turbine au laboratoire semi-virtuel, source : CSTB

- Métrologie

Tous les modules du laboratoire sont équipés de sondes PT100 (3 mm de diamètre) qui sont directement immergées (afin de garantir des temps de réponse rapide) dans les différentes branches du circuit et aux bornes du produit testé. Les débits d'eau (volumétriques) sont mesurés à l'aide de débitmètres électromagnétiques.

Pour les mesures électriques, des compteurs électriques fournissent en plus de l'énergie (directement intégrée dans le compteur) les données de puissance active et cos phi (pour les mesures en alternatif).

Pour la mesure de consommation de gaz, un débitmètre prêté par le CRIGEN permettant de délivrer une impulsion pour 0,2 L de gaz consommé a été utilisé. A cela s'ajoutent un capteur de pression et une sonde de température (PT100 immergée), qui associées aux valeurs de PCS journalières données par le distributeur de gaz permettent de calculer la consommation énergétique de gaz. Le Tableau 3.6 rassemble les principales caractéristiques du matériel de mesure utilisé.

Capteur	Plage de calibration	Précision
PT100 1/3 DIN 4-fils	0°C à 80 °C	+/- 0,05 °C
Capteur d'humidité relative	5 à 95 %	+/-1 %
Débitmètre électromagnétique	150 L/h à 2500 L/h	0,5 %
Compteur électrique monophasé (triphase)	0 V à 230 V (380V) 0 A à 25 A	0,2 %
Débitmètre volumétrique de gaz	Inconnue	+/-0,2 L
Transducteur pression gaz	900 mbar à 1100 mbar	0,25 %

Tableau 3.6 : Liste et caractéristiques des moyens métrologiques, source : CSTB

Les équipements sont tous connectés au PC de supervision via une centrale d'acquisition ou par voie numérique (Modbus) et les mesures sont effectuées toutes les 15 secondes.

- Protocole d'essai

Le protocole est défini autour d'objectifs prioritaires et secondaires : d'abord une série d'essais complémentaire des travaux du CRIGEN pour mesurer l'influence de la température d'air comburant et des durées de refroidissement sur le démarrage à chaud ; ensuite, l'observation au fil de l'eau du comportement du prototype nous a conduit à mener des expérimentations supplémentaires. Les essais finalement réalisés sur ce banc sont les suivants :

- Essais préliminaires (démarrage/arrêt, rampes de puissance, compréhension de la régulation).
- Cyclage (démarrages à chaud de plus en plus espacés dans le temps).
- Température d'air entrant variable.
- Essais semi-virtuels pour la validation du modèle (ECS puis ECS + chauffage).
- Développement d'une régulation proportionnelle de la modulation de la puissance par la suite intégrée dans le micro-logiciel de la machine → cette partie a fait l'objet d'une co-construction avec le fabricant MTT.

3.2.2 Résultats expérimentaux

Cette partie récapitulative est une présentation descriptive et succincte des essais menés. L'analyse des résultats de ces essais pour l'identification/calibration des paramètres est ensuite menée dans la partie 3.3 **Erreur ! Source du renvoi introuvable.**

a) Essais réalisés au CRIGEN

Mode de fonctionnement	Objectif	Hystérésis démarrage / arrêt	Régulation de puissance (modulation)	Température de retour d'eau	Température dans le ballon	Température d'air comburant	Couplage semi-virtuel
Manuel	Influence T_{retour}	N/A	N/A	30 ; 40 ; 60 °C	N/A	Libre, mesure ponctuelle	Non
Manuel	Influence modulation	N/A	N/A	50 ; 70 ; 100 %	N/A	Libre, mesure ponctuelle	Non
Manuel	Démarrage à chaud x1	N/A	N/A	30 °C	N/A	Libre, mesure ponctuelle	Non
Manuel	Démarrage à froid x1	N/A	N/A	30 °C	N/A	Libre, mesure ponctuelle	Non

Tableau 3.7 : Tableau récapitulatif des essais réalisés au CRIGEN

b) Essais réalisés au CSTB

Mode de fonctionnement	Objectif	Hystérésis démarrage / arrêt	Régulation de puissance (modulation)	Température de retour d'eau	Température dans le ballon	Température d'air comburant	Couplage semi-virtuel
Manuel	Influence T_{retour}	N/A	N/A	Sinusoïde entre 30 et 60 °C	N/A	Libre, assez constante	Non
Manuel	Influence T_{retour}	N/A	N/A	Palier de 30 à 60 °C	N/A	Libre, assez constante	Non
Manuel	Test régulation	5 K	TOR	Fixe : 50 °C	Rampe : 59 à 64 °C	Libre, assez constante	Non
Manuel	Test régulation + modulation	5 K	Proportionnel BP = 5 K	Fixe : 50 °C	Rampe : 59 à 64 °C	Libre, assez constante	Non
Manuel	Démarrages à chaud / à froid x8	N/A	TOR	Fixe : 40 °C	N/A	Libre	Non
Manuel	Influence T_{air}	N/A	Fixe : 60 %	Fixe : 55 °C	N/A	Rampe : 0 à 30 °C	Non

Manuel	Influence T_{air}	N/A	Fixe : pleine charge	Fixe : 40 °C	N/A	Rampe : 0 à 30 °C	Non
Manuel	Influence T_{air}	N/A	Fixe : pleine charge	Fixe : 55 °C	N/A	Rampe : 0 à 30 °C	Non
ECS	Validation	5 K	Proportionnel BP = 2 K	Variable : output modèle	Modélisée	Libre, variable sur 24 h	Oui
ECS	Validation	5 K	TOR	Variable : output modèle	Modélisée	Libre, variable sur 24 h	Oui
ECS + chauffage	Validation	10 K	Proportionnel BP = 1 K	Variable : output modèle	Modélisée	Libre, variable sur 24 h	Oui

Tableau 3.8 : Tableau récapitulatif des essais réalisés au CSTB

3.3 Adaptations du modèle et identification des paramètres

Sur la base des observations des résultats expérimentaux, on note principalement deux phénomènes actuellement non pris en compte dans le modèle de cogénération. Pour cela, des modifications majeures doivent être apportées :

- La différenciation entre démarrages à chaud et à froid.
- L'influence de la température d'air comburant sur la production thermique et électrique.

3.3.1 Identification des paramètres stationnaires

Cette partie présente les paramètres du modèle décrivant le fonctionnement de la micro-turbine en régime stationnaire. La partie stationnaire du modèle initial est prolongée par l'ajout de la modulation de puissance (comme dans la partie 2) et de la température d'air comburant.

a) Prise en compte de la modulation

Dans la partie 2, nous avons introduit un coefficient de charge partielle PLR dans les corrélations du modèle stationnaire pour un moteur à combustion interne tout en conservant la sensibilité à la température d'eau. Pour rappel, la puissance combustible consommée et les puissances thermiques et électriques produites sont décrites par les équations 36 à 38 :

$$P_{fuel} = P_{fuel}^{nom} + a_1(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + a_2(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom}) + a_3(1 - PLR) \quad (36)$$

$$\dot{Q}_{HX} = \dot{Q}_{HX}^{nom} + b_1(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + b_2(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom}) + b_3(1 - PLR) \quad (37)$$

$$P_{net} = P_{net}^{nom} + c_1(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + c_2(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom}) + c_3(1 - PLR) \quad (38)$$

Les équations 36 à 38 sont construites de manière à ce que $P_{fuel} = P_{fuel}^{nom}$ dans les conditions nominales (idem pour les autres puissances). Il existe plusieurs manières de définir le

coefficient PLR : il peut s'agir du taux de charge par rapport à la valeur de puissance nominale combustible, thermique ou électrique (dans le cas du moteur vapeur caractérisé par (Bouvenot, et al., 2014) il s'agissait « [...] d'un paramètre interne au système sans définition précise »). Par convention, et par souci de cohérence avec les travaux menés sur le moteur à combustion interne, on utilisera par la suite la puissance électrique comme référence pour le calcul de PLR (équation 39).

$$PLR = \frac{P_{net}}{P_{net}^{nom}} \quad (39)$$

Enfin, le constructeur donne les conditions nominales de fonctionnement telles que $P_{net}^{nom} = 3000$ W à $T_{cw,i}^{nom} = 30$ °C, ces paramètres sont donc fixés à cette valeur. Dans le processus d'identification, le coefficient PLR est une donnée calculée à partir de la mesure de puissance électrique et de l'équation 19. Les coefficients empiriques a_2 , b_2 et c_2 correspondant au débit d'eau du circuit primaire sont posés nuls étant donné l'influence minimale qu'a cette variable sur les performances. \dot{Q}_{HX}^{nom} , P_{fuel}^{nom} , a_1 , b_1 , c_1 , a_3 , b_3 et c_3 doivent être identifiés.

- Puissance combustible consommée

Les essais réalisés au CRIGEN sont utilisés pour identifier les coefficients décrivant la puissance combustible. La calibration des paramètres P_{fuel}^{nom} , a et k permet d'obtenir les courbes présentées sur la Figure 3.27. La forme du modèle permet une bonne représentation du comportement de la puissance combustible : l'écart maximal atteint 610 W ($T_{cw,i}^{nom} = 40$ °C ; $PLR = 60$ %) soit une erreur relative inférieure à 4 %. La sensibilité de la puissance combustible consommée en fonction de la température de retour d'eau est très faible ($a_1 = 9,1$ W/K).

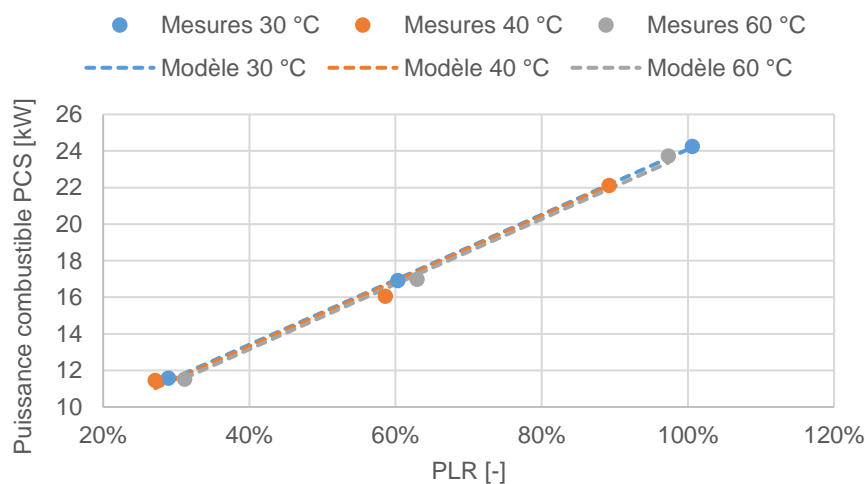


Figure 3.27 : Puissance combustible PCS issue des mesures et modélisée

- Puissance électrique produite

L'identification des coefficients e et h montre que la température de retour d'eau joue un rôle négligeable dans la production électrique ($c_1 = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ W/K}$) ; on obtient en conséquence l'expression simplifiée (équation 40) avec $P_{gross}^{nom} = -c_3$.

$$P_{net} = P_{net}^{nom} + c_3 \cdot (1 - PLR) \quad (40)$$

Il est par ailleurs pertinent de comparer l'évolution de P_{net} en fonction de P_{fuel} pour le modèle et les mesures (Figure 3.28). On observe des différences très faibles, ce qui signifie que le rendement électrique est correctement prédit par le modèle.

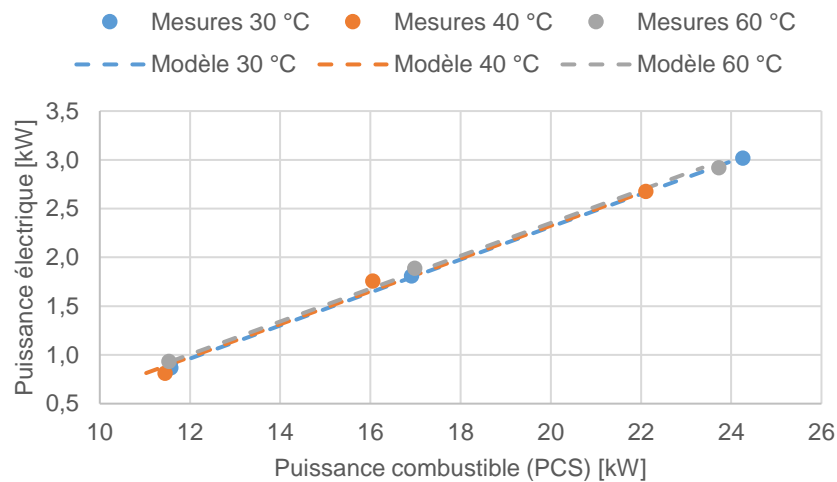


Figure 3.28 : Puissance électrique en fonction de la puissance combustible selon le modèle et selon les mesures

- Puissance thermique produite

On utilise de nouveau les essais réalisés au CRIGEN pour identifier les coefficients relatifs à la puissance thermique produite par la micro-cogénération (\dot{Q}_{HX}^{nom} , b_1 et b_3). Le résultat de cette calibration est illustré Figure 3.29 : on observe une déviation maximale de 460 W (erreur relative $< 5\%$) pour un facteur de charge proche de 60 % et une température de retour de 60 °C. L'écart se réduit autour des bornes minimales et maximales de modulation (30 et 100 %).

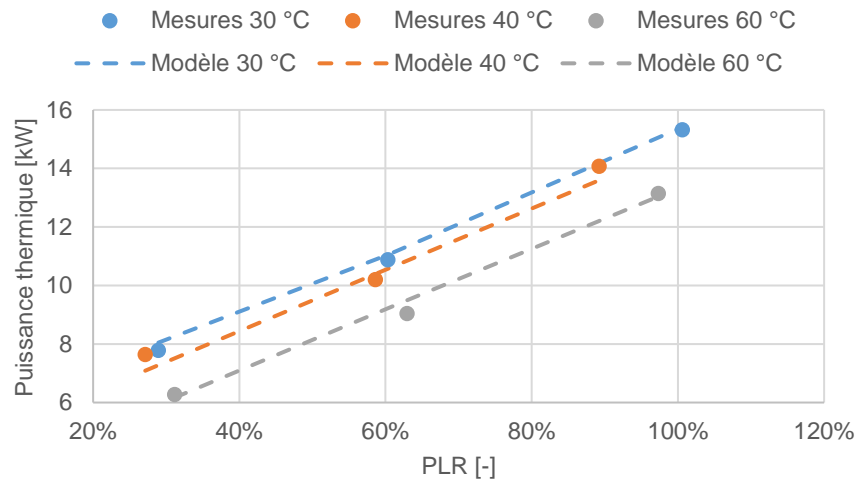


Figure 3.29 : Puissance thermique en fonction du PLR prédite par le modèle et issue des mesures

- Température des fumées

On propose une nouvelle expression (équation 41) pour modéliser la température des produits de combustion. La détermination de cette température est essentielle pour prédire correctement les pertes sensibles par les fumées, or celles-ci représentent la majorité des pertes thermiques d'une cogénération par turbine à gaz en raison d'un excès d'air comburant élevé.

$$T_{exh} = T_{exh}^{nom} + k_{exh} (T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + s_{exh}(1 - PLR) \quad (41)$$

L'écart maximal entre la nouvelle corrélation (équation 41) et l'ancienne (équation 26) est de 2,3 °C et de 1,1 °C en moyenne sur l'ensemble des neuf points de mesure du CRIGEN. En première approximation, si l'on assimile les fumées à de l'air de capacité calorifique massique $c_p = 1000 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$, connaissant le débit de produits de combustion en régime nominal $\dot{m}_{exh} = 0,093 \text{ kg.s}^{-1}$, une erreur de 1,1 °C équivaut à une erreur absolue d'environ 100 W. Cette valeur est faible comparée aux pertes totales par les fumées (estimées à plus de 7 kW à ce régime).

N.B. : le moteur à combustion interne CogenGreen caractérisé antérieurement n'a pas montré une aussi forte sensibilité de la température des fumées au facteur de charge. En conséquence, nous n'avons pas jugé nécessaire de modifier la corrélation employée par Andlauer pour modéliser la température des fumées. On peut d'ailleurs utiliser la nouvelle équation 41 comme forme générale, avec $s_{exh} = 0$ dans le cas du moteur CogenGreen.

On note sur la Figure 3.30 que la température des fumées varie d'une dizaine de degrés Celsius entre la charge minimale et maximale quelle que soit la température de l'eau de retour : l'introduction du coefficient s_{exh} paraît donc tout à fait justifiée.

On note enfin l'efficacité remarquable de l'échangeur eau/fumées à 30 % de PLR et à température de retour de 58,1 °C (60 °C visé), les fumées s'échappent à 60 °C.

N.B. : Les traits pointillés qui représentent le modèle sur cette figure ne sont pas tout à fait linéaires car ils sont calculés aux températures d'eau réelles atteintes durant les essais (30, 40 et 60 °C étant des températures « cibles »).

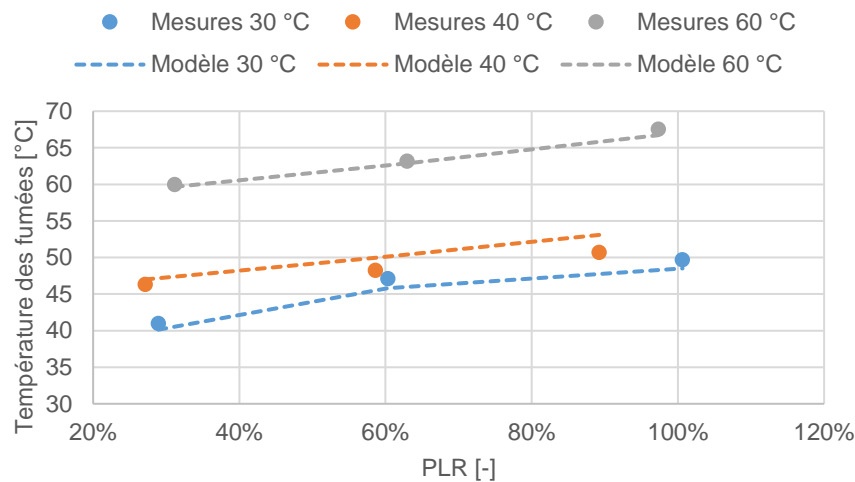


Figure 3.30 : Température des fumées modélisée et issue des mesures

- Débit de condensats

Le débit de condensats mesuré sur la micro-cogénération est nul, ce qui est attendu puisque l'excès d'air est très élevé (> 10). La température de rosée est donc trop basse pour qu'il y ait condensation.

- Pertes vers l'ambiance

Comme pour le moteur à combustion interne, on peut déduire les pertes par l'enveloppe indirectement à l'aide du bilan enthalpique de la cogénération en régime stationnaire (équation 42), tous les autres termes étant mesurables ou calculés à partir des mesures :

$$\dot{Q}_{loss} = \dot{H}_{fuel} + \dot{H}_{air} + P_{fuel} - P_{net} - \dot{Q}_{HX} - \dot{H}_{exh}^{sens} - \dot{H}_{exh}^{lat} \quad (42)$$

En conséquence, le calcul des pertes par l'enveloppe cumule les incertitudes liées à tous les autres termes du bilan.

La modélisation des pertes proposées lors des travaux sur le moteur à combustion interne (équation 43) est reconduite pour la micro-turbine. Elle comprend un coefficient de transfert thermique moyen vers l'ambiance $[UA]_{loss}$ multipliant l'écart de température entre la cogénération et l'ambiance, un terme multiplicatif pour le facteur de charge et un terme affine. On notera

l'utilisation d'un facteur de charge alternatif basé sur la puissance combustible plutôt que le PLR car on obtient de meilleurs résultats en calibration.

$$\dot{Q}_{loss} = \frac{P_{fuel}}{P_{fuel}^{nom}} \left([UA]_{loss} \left(\frac{T_{cw,o} + T_{cw,i}}{2} - T_{amb} \right) + k_{loss} \right) \quad (43)$$

La principale difficulté réside dans la détermination des pertes par l'enveloppe à partir des mesures : en effet on constate (Figure 3.31) que les pertes « mesurées » sont parfois plus élevées à 30 °C de retour d'eau qu'à 40 °C, ce qui paraît incohérent. Ces résultats sont explicables par les incertitudes cumulées sur tous les termes de l'équation 42.

A pleine charge, les pertes par l'enveloppe calculées sont de l'ordre de 2,5 kW (Figure 3.31) ce qui représente presque 10 % de la puissance combustible consommée. Nous avons expliqué dans la partie 2.3 que l'incertitude sur le calcul des pertes par l'enveloppe est très élevée puisqu'elle cumule l'incertitude de tous les autres termes du bilan enthalpique.

La valeur absolue des pertes, sensiblement plus élevée qu'une chaudière de puissance comparable peut s'expliquer par :

- La présence d'un ventilateur de balayage pour le refroidissement des composants internes de la micro-cogénération et les hautes températures atteintes par certains composants (chambre de combustion, échangeur de récupération, turbine) avec lesquels l'air échange
- L'isolation thermique du prototype n'étant probablement pas aussi travaillée qu'une chaudière du marché
- La moindre compacité du prototype augmentant la surface d'échange

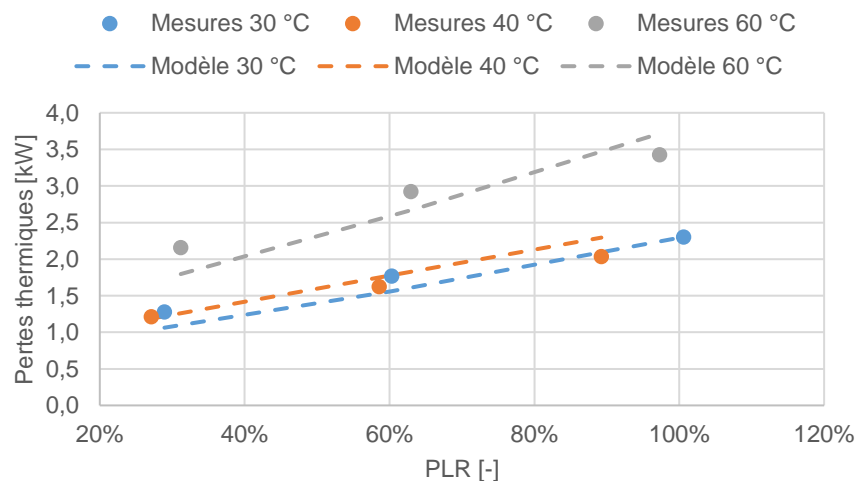


Figure 3.31 : Pertes vers l'ambiance modélisées d'après les mesures

- Modèle de combustion

Le modèle de combustion développé par (Andlauer, 2011) puis (Bouvenot, 2015) est générique et est utilisable pour la micro-turbine. Toutefois il nécessite des adaptations liées à la modulation et à

la technologie des turbines. Sur les turbines, le facteur d'air λ ($1 +$ excès d'air) est très nettement supérieur à 1 et peut être variable en fonction de la charge/vitesse de rotation.

Le facteur d'air est obtenu par calcul à l'aide de la mesure de la concentration en CO_2 ou O_2 dans les produits de combustion. La difficulté pour les turbines est l'important excès d'air qui génère des pourcentages d' O_2 très élevés (respectivement des pourcentages de CO_2 très faibles) ce qui rend très sensible la détermination du facteur d'air à la mesure. Par exemple une variation à la baisse d'un point dans les plages de valeur mesurées (19,5 à 18,5 % d' O_2) entraîne une diminution du facteur d'air de 12,5 à 7,6. De plus, les valeurs mesurées sont proches des limites des plages de mesure des appareils ce qui donne peu de confiance dans les valeurs obtenues. En conséquence, on choisit d'utiliser à la fois les mesures d' O_2 et de CO_2 en moyennant les valeurs de facteur d'air obtenues par le calcul (équations 44 et 45).

$$\lambda_{\text{O}_2} = 1 + \frac{\gamma_{\text{O}_2} V_{fs}}{(0,21 - \gamma_{\text{O}_2}) V_{air}} \quad (44)$$

$$\lambda_{\text{CO}_2} = 1 + \frac{V_{\text{CO}_2} - \gamma_{\text{CO}_2} V_{fs}}{\gamma_{\text{CO}_2} V_{air}} \quad (45)$$

En théorie, les résultats sont identiques mais on notera que les facteurs d'air obtenus par les deux méthodes sont assez éloignés en raison des mesures : les valeurs obtenues à partir du taux de CO_2 sont plus faibles d'environ 30 %. L'utilisation de la moyenne des deux mesures permet de ne pas choisir arbitrairement entre l'une ou l'autre, cela se justifie car on accorde un crédit comparable à l'une et l'autre des mesures.

La Figure 3.32 illustre la variation du facteur d'air en fonction de la charge de la turbine. On peut observer une nette tendance à la diminution du facteur d'air en fonction du niveau de charge, cela permet d'expliquer l'augmentation du rendement total de la machine à pleine charge (diminution des pertes par les fumées). Pour le reste, le modèle de combustion reste inchangé.

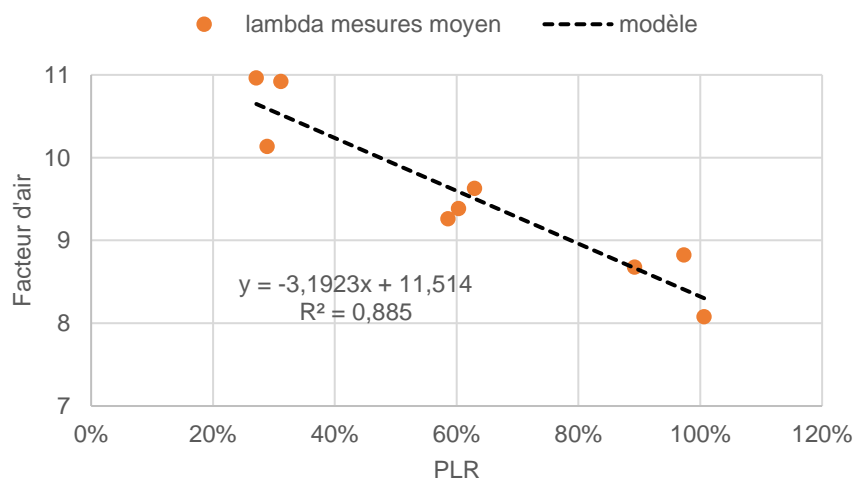


Figure 3.32 : Facteur d'air mesuré et modélisé en fonction de la charge (PLR)

- Synthèse

La Figure 3.33 illustre le bilan enthalpique des flux sortants de la micro-cogénération à trois niveaux de charge pour une température de retour d'eau de chauffage égale à 60 °C. L'axe de droite représente le rapport entre la puissance combustible et sa valeur nominale.

N.B. : la somme des flux sortants (échelle de gauche) est supérieure à la puissance combustible nominale (échelle de droite), cela s'explique par le fait que le flux d'enthalpie de l'air comburant, venant s'ajouter à la puissance combustible, représente une part non-négligeable de la somme des flux entrants (plus de 1000 W à pleine charge).

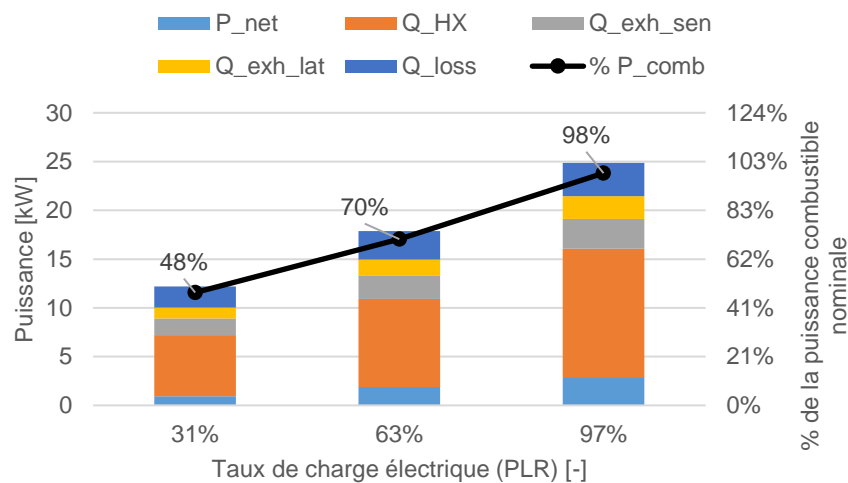


Figure 3.33 : Bilan des puissances sortantes de la micro-cogénération à température de retour d'eau de 60 °C en fonction de la charge (PLR) en régime stationnaire

On remarque qu'à un PLR (défini sur la puissance électrique) de 31 %, la puissance combustible consommée est de 48 % de la valeur nominale : **la relation entre PLR et puissance combustible n'est pas linéaire mais affine.**

On remarque l'importance des pertes sensibles dans le bilan enthalpique de la micro-cogénération, notamment en comparaison du moteur à combustion interne. Les pertes latentes sont proportionnelles à la quantité de combustible consommée (étant donné qu'il n'y a pas de condensation) tandis que les pertes par l'ambiance sont relativement plus élevées à faible régime de rotation.

Malgré un niveau élevé de pertes sensibles, la récupération de chaleur sensible supplémentaire sur les fumées est rendue quasi-impossible par les basses températures déjà atteintes dans les fumées (pincement dans l'échangeur).

b) Prise en compte de la température d'air comburant

- Description du phénomène physique

Les turbines à gaz sont sensibles à la température d'air comburant car cette dernière influe sur la densité de l'air et donc le débit masse d'air circulant à travers la turbine. A vitesse donnée, le débit volume est lui constant et fixé par la cylindrée des pièces mobiles. Ceci influence la production électrique et thermique de la micro-cogénération de manière très importante. Par exemple, à PLR = 40 %, la production électrique varie linéairement de -20 W/K, la production thermique de 7,7 W/K et la puissance combustible consommée de -76 W/K. Cela représente respectivement des écarts relatifs de puissance de 30 %, 2,4 % et 10 % sur une plage de température de température d'air comburant de 0 à 30 °C. Le modèle utilisé jusqu'ici ne tient pas compte de cette variabilité.

De plus, on observe un comportement spécifique à la MTT EnerTwin en dessous de 15 °C à pleine charge dû à une limite matérielle des composants d'électronique de puissance. Lorsque la température d'air diminue, la puissance délivrée par la turbine augmente et l'intensité du courant aussi. En-dessous de 15 °C, le dépassement d'un seuil maximal d'intensité supporté par les composants conduit à réduire progressivement la vitesse de rotation pour diminuer la puissance produite. Or lorsque la vitesse de rotation diminue, la tension diminue elle aussi, conduisant à augmenter le courant à puissance donnée, ce pourquoi il faut limiter d'autant plus la vitesse de rotation.

- Limites des travaux expérimentaux, nécessité d'un modèle physique

On a vu dans la présentation des résultats expérimentaux qu'il faut de nombreux essais pour calibrer les coefficients empiriques relatifs à :

- la modulation de puissance,
- la température de retour d'eau,
- la température d'air comburant,
- les démarrages à chaud/froid,

Afin de limiter leur nombre et comprendre les phénomènes en jeu, **on décide de recourir à un modèle physique de la micro-cogénération** qui sera calibré sur les données d'essai (en particulier à température d'air comburant variable). Les résultats de simulation obtenus par le modèle physique serviront de données pour la calibration du modèle semi-empirique.

Le modèle physique ne sera donc pas utilisé pour la simulation énergétique annuelle des bâtiments mais seulement pour enrichir le modèle semi-empirique. Comme nous l'avons expliqué au chapitre 1, les modèles physiques ne sont pas appropriés pour la simulation énergétique du bâtiment à cause de leur coût en temps de calcul. De plus, le niveau de détail dans le paramétrage qu'ils requièrent rend leur calibration délicate à partir d'un jeu limité d'essais et d'informations. Dans notre cas, on se permet ponctuellement cette approche car il s'agit d'une nouvelle technologie et on dispose d'une

documentation suffisante sur la machine (publications scientifiques, documentation constructeur, échanges informels, ...).

On présente l'approche sous forme schématique Figure 3.34 :

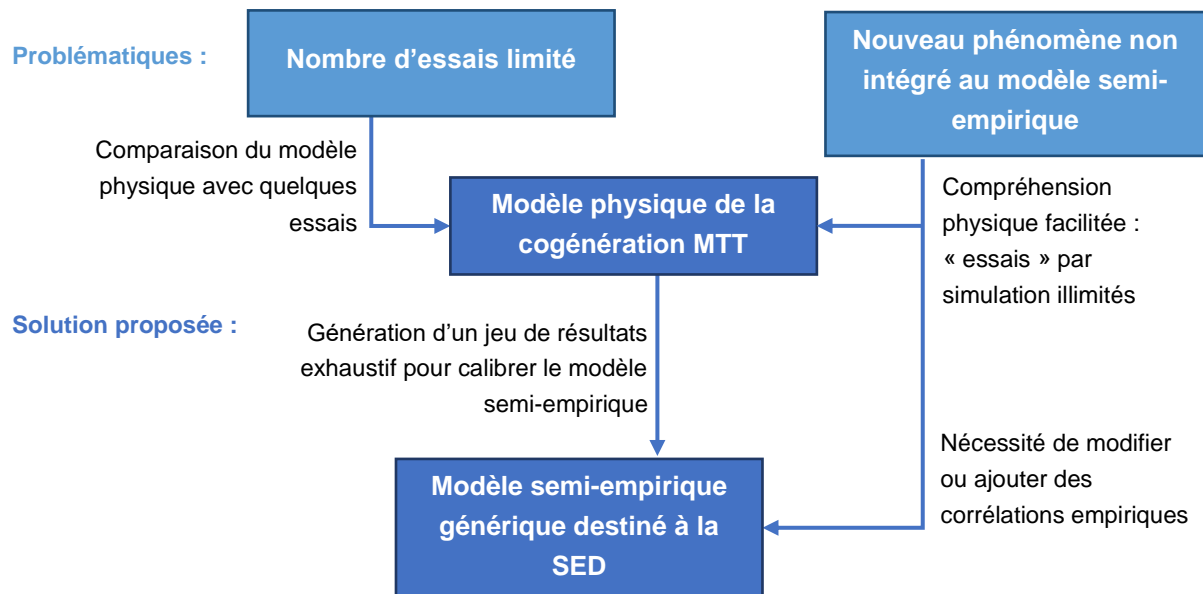


Figure 3.34 : Méthode employée pour adapter et calibrer le modèle semi-empirique à partir d'un modèle physique et d'essais

La méthode que nous avons mise en œuvre est détaillée dans l'annexe 2 de ce chapitre, on propose ici un résumé de la démarche.

- Développement d'un modèle physique

Le développement du modèle physique est réalisé sous Dymola et s'appuie sur les modèles élémentaires de composants destinés à étudier les cycles thermodynamiques de machines thermiques réalisés par (Rivière & Tran, 2016).

Les principales étapes de la modélisation de la micro-cogénération sont les suivantes :

- Choix d'un modèle de fluide de travail (air gaz parfait, NASA)
- Détermination des conditions aux limites du modèle physique (loi d'alimentation en combustible, ...)
- Modélisation et caractérisation de la turbo-machinerie
- Modélisation et caractérisation des échangeurs de chaleur (échangeur récupérateur et échangeur de cogénération)
- Détermination des pertes du cycle : pertes thermiques vers l'ambiance et pertes électriques

Pour construire ce jeu d'hypothèses, nous nous sommes appuyés dans cette partie sur les publications portant sur la mise au point de plusieurs prototypes (Visser, et al., 2012) (Visser, et al., 2011).

- Calibration du modèle physique à l'aide d'essais à température d'air entrant variable

Méthode :

La deuxième étape de ce travail consiste à calibrer les 5 paramètres de conception incertains du modèle physique réalisé, à partir des jeux de données expérimentales du CRIGEN et du CSTB. On s'appuie pour cela sur la bibliothèque Design de Dymola qui permet de calibrer un ensemble de paramètres pour minimiser l'écart entre les simulations du modèle et des séries de données temporelles. Les valeurs à calibrer sont encadrées par des bornes inférieures et supérieures qui sont déterminées à partir d'un pré-dimensionnement du cycle thermodynamique.

La méthode de calibration est résumée Figure 3.35.

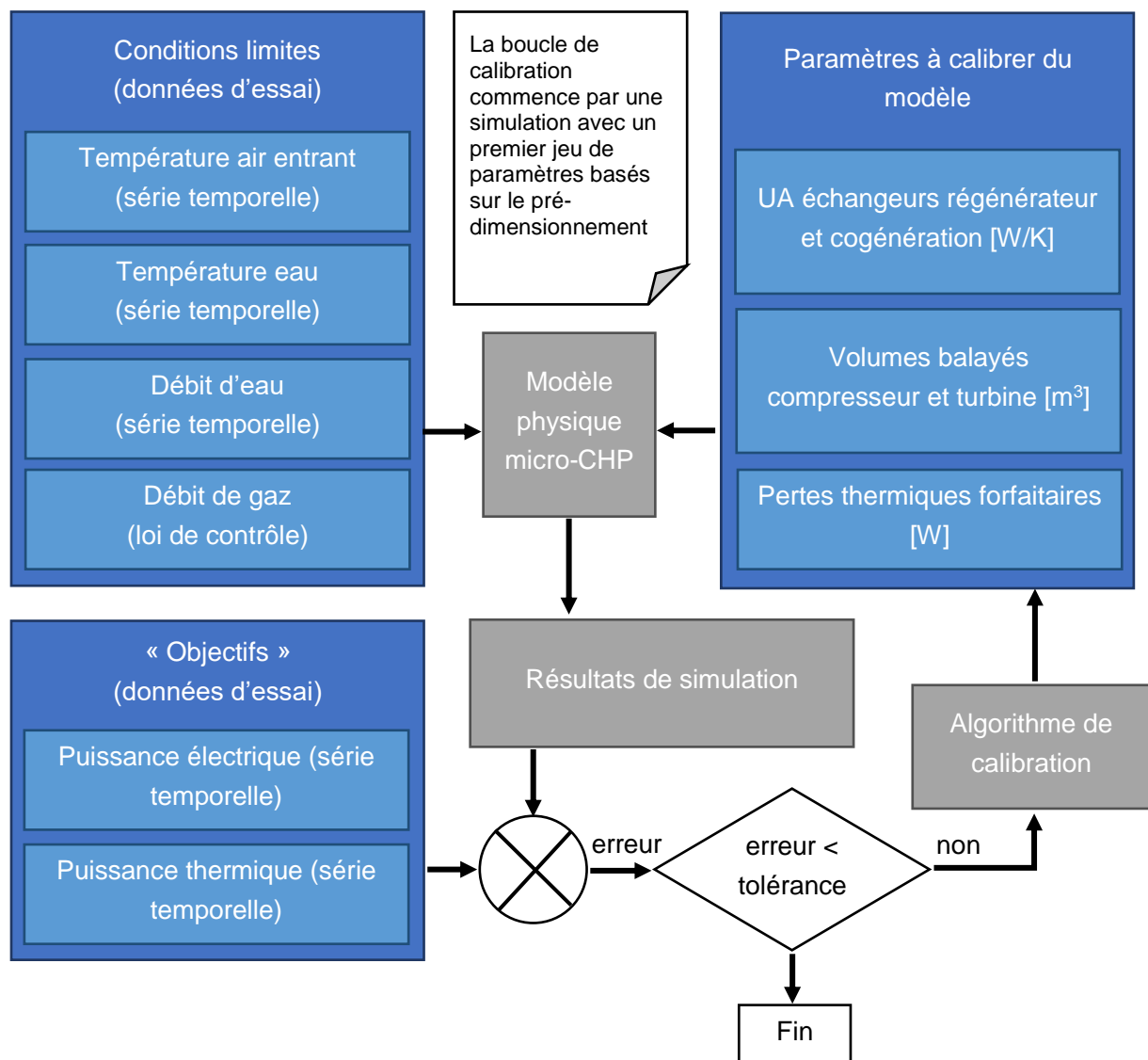


Figure 3.35 : Méthode de calibration du modèle physique à partir des données d'essais

Résultats :

On présente des exemples de résultats obtenus après calibration avec les Figure 3.36 et Figure 3.37 qui représentent respectivement les puissances thermiques et électriques de la micro-cogénération mesurées (couleurs) et simulées par le modèle physique (noir). Les résultats ci-après sont obtenus à une vitesse de rotation de 200 krpm et une température de retour d'eau de 55 ± 1 °C.

La puissance thermique produite en fonction de la température d'air entrant est illustrée Figure 3.36, on observe une bonne cohérence visuelle entre le modèle et les données, la tendance observée dans ces dernières est confirmée par le modèle. En revanche, la variation de puissance thermique sur l'ensemble de la plage de température atteint environ 200 W quand l'écart « max-min » sur les mesures est d'environ 400 W. En conséquence, on choisit de ne pas tenir compte de la température d'air entrant pour le calcul de la puissance thermique.

Le groupe de points vertical sur la Figure 3.36 correspond à une période de fonctionnement d'une heure en régime stationnaire à température d'air constante réalisée avant la « descente » en température. Il met en évidence la dispersion des mesures par une température d'air donnée.

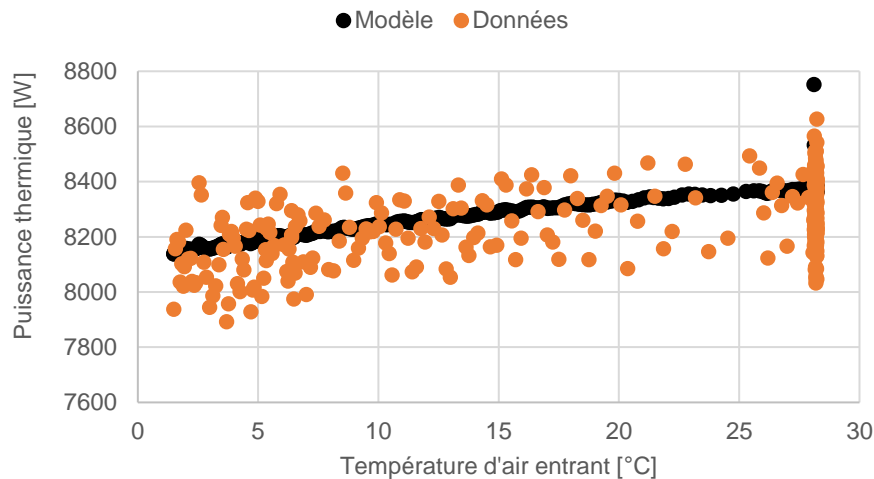


Figure 3.36 : Puissance thermique produite en fonction de la température d'air entrant, modèle physique et essais à 200 krpm (PLR = 40 %)

La variation de puissance électrique produite en fonction de la température d'air entrant ne peut être négligée comme montré Figure 3.37 : les résultats de la calibration sont acceptables malgré une pente légèrement différente entre les deux courbes. Le modèle se situe dans le bas du nuage de points à température d'air faible et dans le haut du nuage de point à température élevée. On remarque un comportement très linéaire de la micro-cogénération, cela permettra de conserver des corrélations linéaires dans le modèle simplifié.

La dépendance de la puissance électrique à la température d'air est très élevée au regard de l'écart type des mesures (à température constante). On retient que **ce phénomène est essentiel pour prédire les performances de la micro-cogénération.**

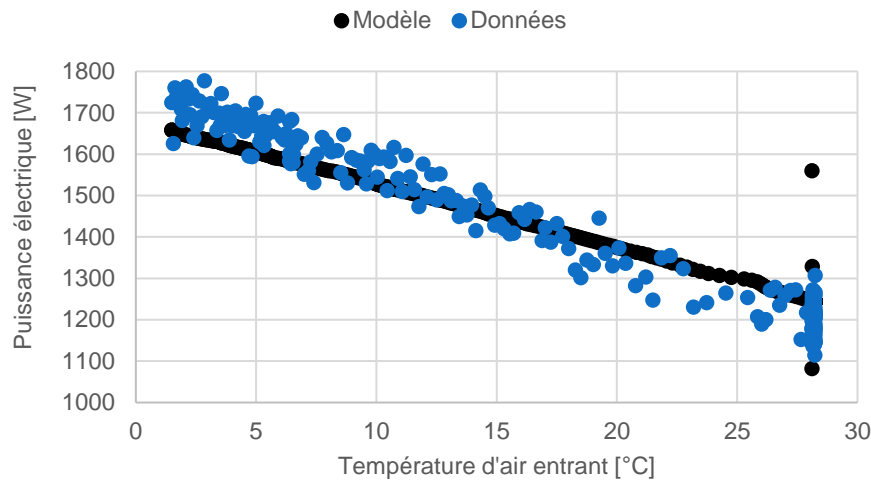


Figure 3.37 : Puissance électrique produite en fonction de la température d'air entrant, modèle physique et essais à 200 krpm (PLR = 40 %)

Les paramètres calibrés sont donnés dans le Tableau 3.9.

Paramètre	Volume balayé compresseur [m ³]	Volume balayé turbine [m ³]	UA régénérateur [W/K]	UA cogénération [W/K]	Pertes thermiques [W]
Valeur	1,04 x 10 ⁻⁵	1,32 x 10 ⁻⁵	168	156	1180

Tableau 3.9 : Valeurs des paramètres calibrés dans le modèle physique

- Simulations paramétriques du modèle physique

A partir du modèle physique maintenant calibré on réalise une étude paramétrique qui se substitue ainsi à de nombreuses expérimentations en laboratoire. Elles permettent de déterminer les variations des puissances thermiques et électriques ou bien encore de la température des fumées dans de nombreuses conditions de fonctionnement (température d'air, d'eau et taux de charge).

On pose pour cela un jeu d'hypothèses, notamment des relations décrivant la vitesse de rotation et le débit de combustible dans les différentes conditions de fonctionnement, à partir des essais réalisés au CSTB et au CRIGEN.

Les résultats de l'étude paramétrique du modèle physique, détaillés dans l'annexe 2, sont illustrés ici avec la simulation de la puissance électrique produite en fonction du taux de charge et de la température d'air comburant. La Figure 3.38 montre bien la limitation de la puissance électrique sur cette turbine à partir de 15 °C à pleine charge (le débit de gaz est limité en entrée du modèle à partir des mesures faites à pleine charge) en raison de mécanismes de protection de l'électronique de puissance intégrés par le constructeur. Le modèle nous permet ainsi d'identifier les tendances d'évolution de toutes les grandeurs d'intérêt selon les conditions de fonctionnement pour déterminer la forme des corrélations du modèle empirique.

En revanche, les résultats quantitatifs ne sont pas très pertinents dans les valeurs extrêmes de PLR, en effet la puissance électrique simulée à PLR = 26 % et 25 °C vaut 470 W contre 810 W mesurés par exemple, elles sont correctes à PLR plus élevé.

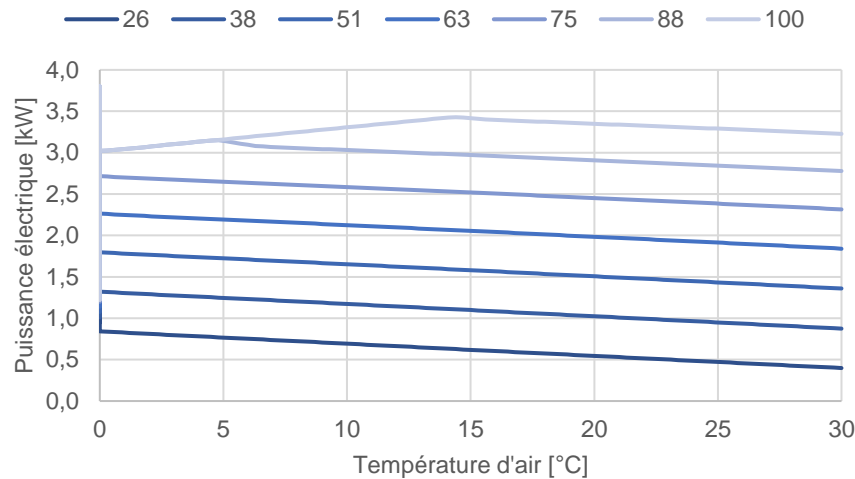


Figure 3.38 : Simulation paramétrique de la puissance électrique en fonction de la température d'air comburant et du taux de charge (PLR)

- Proposition de lois simplifiées pour le modèle semi-empirique et calibration

A partir des observations réalisées avec le modèle physique, on peut poser les hypothèses suivantes pour déterminer la forme des équations du modèle semi-empirique. Les phénomènes déjà observés dans la partie (a) et confirmés par le modèle physique sont colorés **en bleu**, il s'agit des évolutions liées à la température de retour d'eau et du taux de charge :

- La puissance électrique varie **de manière affine avec le taux de charge** et la température d'air comburant (hors limitation de puissance à pleine charge).
- La puissance électrique **ne varie pas selon la température de retour d'eau**.
- La puissance thermique varie **de manière affine avec le taux de charge, la température de retour d'eau** et la température d'air comburant.
- **La température des fumées varie de manière affine avec la température de retour d'eau, le taux de charge** et la température d'air comburant.

Ces hypothèses validées par le modèle physique nous permettent d'améliorer le modèle semi-empirique. Les équations 46 à 48 décrivent la forme générale des puissance combustible, thermique et électrique dans le cas d'une micro-turbine. On note l'apparition d'un terme dépendant de la température d'air (indice 4). On ne tient pas compte **dans la forme générale** du modèle de la spécificité de la MTT EnerTwin en rapport à la limite de puissance électrique générée en-dessous de 15 °C de température d'air. On conserve toutefois une forme particulière pour cette machine qui n'est pas détaillée ici (voir annexe 2).

$$P_{fuel} = P_{fuel}^{nom} + a_3(1 - PLR) + a_4(T_{air} - T_{air}^{nom}) \quad (46)$$

$$\dot{Q}_{HX} = \dot{Q}_{HX}^{nom} + b_1(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + b_3(1 - PLR) + b_4(T_{air} - T_{air}^{nom}) \quad (47)$$

$$P_{net} = P_{net}^{nom} + c_3 (1 - PLR) + c_4 (T_{air} - T_{air}^{nom}) \quad (48)$$

L'évolution de la température des fumées est décrite par l'équation 49.

$$T_{exh} = T_{exh}^{nom} + k_{exh} (T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + s_{exh} (1 - PLR) + r_{exh} (T_{air} - T_{air}^{nom}) \quad (49)$$

Etant donné la faible précision des résultats du modèle physique, on choisit de calibrer les équations 46 à 49 à partir des essais uniquement :

- Essais au CRIGEN :
 - o température d'air comburant ≈ 25 °C, PLR de 26 à 100 %, $T_{cw,i}$ de 30 à 60 °C
- Essais au CSTB :
 - o température d'air comburant de 0 à 30 °C, PLR =100 %, $T_{cw,i} = 40$ °C
 - o température d'air comburant de 0 à 30 °C, PLR =100 %, $T_{cw,i} = 55$ °C
 - o température d'air comburant de 0 à 30 °C, PLR =60 %, $T_{cw,i} = 55$ °C

Les paramètres calibrés pour la micro-turbine étudiée sont résumés dans le Tableau 3.10 :

Paramètres	Puissance combustible	Puissance thermique	Puissance électrique	Température des fumées
Valeur nominale	24 141 W	15 601 W	2 748 W	47,1 °C
Coefficient $T_{cw,i}$	0 W/K	-73,9 W/K	0 W/K	0,674 K/K
Coefficient PLR	-18 990 W	-10 811 W	-2767 W	-9,47 K
Coefficient T_{air}	-66,1 W/K	10,9 W/K	-18,4 W/K	-0,052 K/K
T_{air}^{nom}	25 °C			
$T_{cw,i}^{nom}$	30 °C			

Tableau 3.10 : Principaux paramètres calibrés du modèle semi-empirique

3.3.2 Identification des paramètres instationnaires du modèle semi-empirique

a) Modélisation de la dynamique interne (capacité thermique équivalente)

Dans le cas de la micro-turbine, la capacité interne $[MC]_{int}$ n'est pas identifiée en l'absence de mesure d'une température interne accessible et qui pourrait être acquise par la chaîne de mesure. De plus, on ne dispose pas de mesure des températures de fumées, ce qui empêche de différencier les termes de pertes (fumées, parois), le coefficient d'échange $[UA]_{loss}$ ne peut donc pas être déterminé.

b) Généralités sur la modélisation des phases de démarrage

Pour décrire la procédure de démarrage de la micro-turbine, on utilise un chronogramme (Figure 3.39) illustrant la puissance gaz, puissance thermique, production électrique et consommation électrique des auxiliaires.

Lorsqu'un ordre de démarrage est reçu par la micro-turbine, les **auxiliaires électriques** se mettent en marche, comme vu dans la partie expérimentale, une résistance chauffante permet de préchauffer l'huile de lubrification et la chambre de combustion. Puis, le circulateur de chauffage, la pompe à huile et le ventilateur refroidissant l'intérieur de l'enveloppe du caisson (dont l'électronique) sont allumés. Avant le début de la production électrique, le bilan électrique net de la micro-turbine est donc négatif. Par souci de simplicité on considère la puissance électrique auxiliaire consommée P_{aux}^{start} constante durant Δt_{start}^{aux} .

La **combustion** commence après un délai Δt_{start}^{fuel} considéré égal au délai de démarrage de la **production thermique** notée Δt_{start}^Q . La durée de ces temporisations est variable selon la durée d'arrêt, on détaillera plus loin cet aspect. La puissance combustible reste à un palier intermédiaire jusqu'à Δt_{int}^{fuel} .

La **production électrique** démarre en dernier après Δt_{start}^P à un palier de puissance intermédiaire P_{gross}^{start} avant de passer en régime stationnaire au bout de Δt_{int}^P .

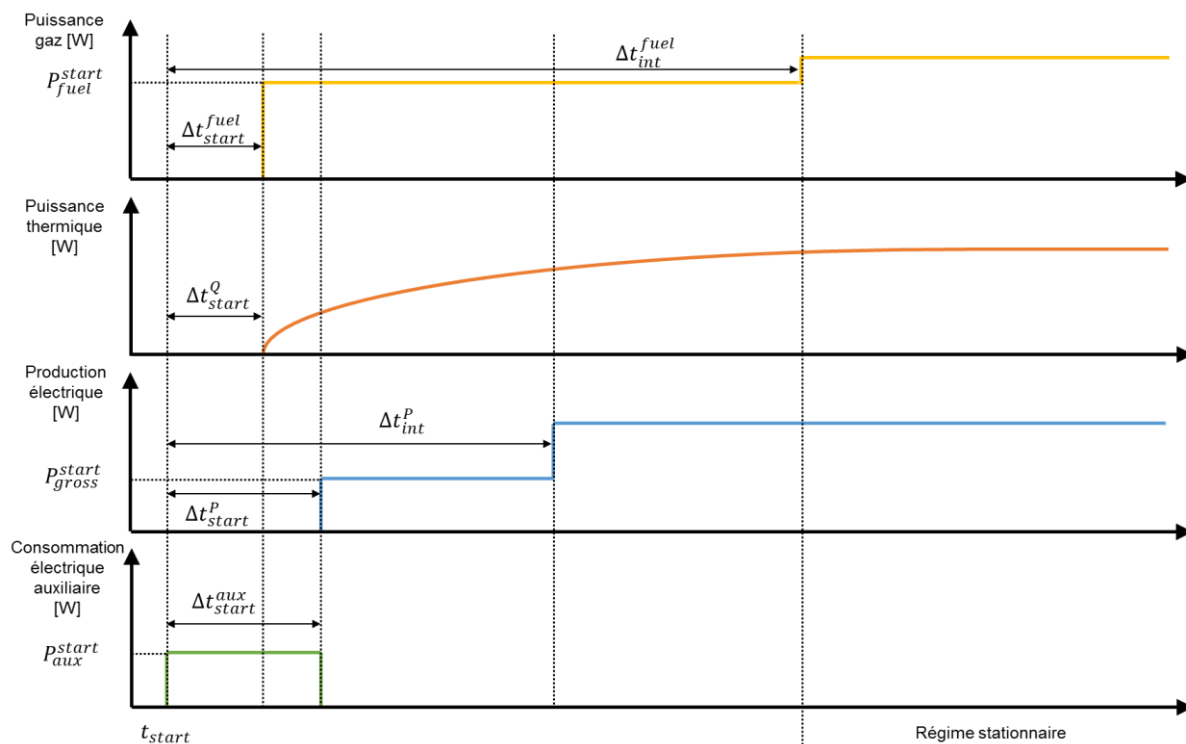


Figure 3.39 : Chronogramme simplifié du démarrage du modèle de micro-turbine gaz

- Puissance combustible

Sur la Figure 3.40, la puissance combustible prend immédiatement la valeur P_{fuel}^{start} . Dans cet exemple, Δt_{start}^Q est nulle, le démarrage est réalisé « à chaud ».

Puis, on observe la phase transitoire pendant Δt_{int}^{fuel} (jusqu'à environ $t=16$ minutes dans cet essai) avant entrée en régime stationnaire. Etant donné que la modélisation détaillée des appels de débit sur le réseau de gaz naturel n'est pas recherchée, l'utilisation d'une sous-puissance de démarrage constante, égale à la moyenne de la puissance sur la période transitoire, n'est pas préjudiciable. En énergie, aucune erreur n'est commise si le cycle de fonctionnement est plus long que cette phase transitoire. Au-delà, la puissance combustible est régie par le système d'équations du régime stationnaire.

On définit Δt_{int}^{fuel} comme le temps à partir duquel moins d'un tiers des mesures de puissance gaz dans les 5 minutes précédentes s'écartent de plus de 3 % de la valeur moyenne du régime stationnaire. Cette définition empirique a été identifiée sur la base de 8 essais de démarrage analysés en détail. La marge de 3 % permet de s'affranchir des oscillations correspondant à la résolution du compteur gaz et aux variations naturelles de débit d'alimentation ayant lieu même en régime stationnaire. Le critère de stabilité (1/3 des mesures des 5 dernières minutes) correspond à la meilleure loi empirique identifiable sur les essais. On verra par la suite que cette définition est satisfaisante pour identifier la loi de variation de la durée du régime transitoire en fonction du temps d'arrêt de la turbine.

L'équation 50 est l'expression mathématique définissant le démarrage.

$$P_{fuel} = \begin{cases} 0 & \text{if } t < t_{start} + \Delta t_{start}^{fuel} \\ P_{fuel}^{start} & \text{if } t \geq t_{start} + \Delta t_{start}^{fuel} \end{cases} \quad (50)$$

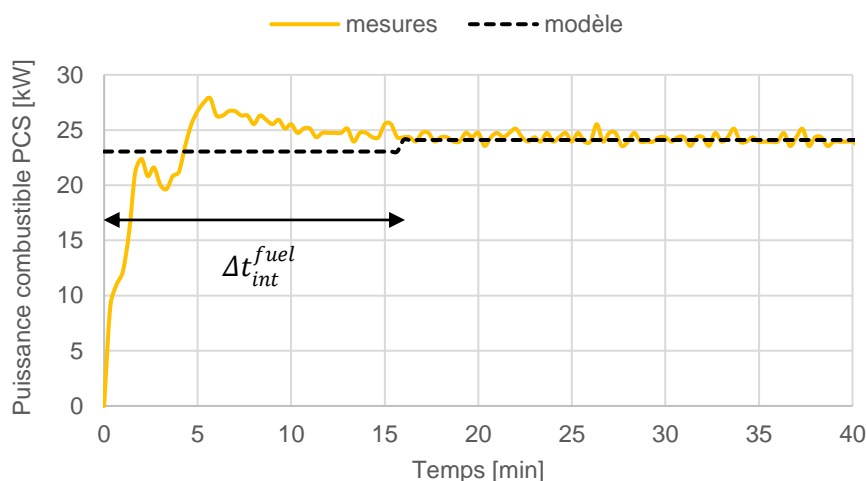


Figure 3.40 : Puissance combustible mesurée et modélisée au démarrage (cas d'un démarrage à chaud)

- Puissance thermique produite

La temporisation avant démarrage Δt_{start}^Q de la production thermique est nulle dans la Figure 3.41, cet essai étant réalisé après 30 minutes d'arrêt seulement, la turbine est encore en température lorsqu'elle démarre.

On assimile la turbine à un système du premier ordre soumis à un échelon de puissance (provenant de la combustion), la puissance thermique transmise à l'eau est donc représentée par une exponentielle (équation A1.3).

Pour la calibration du modèle on identifie les paramètres en minimisant la somme des écarts quadratiques entre l'exponentielle et les points de mesure.

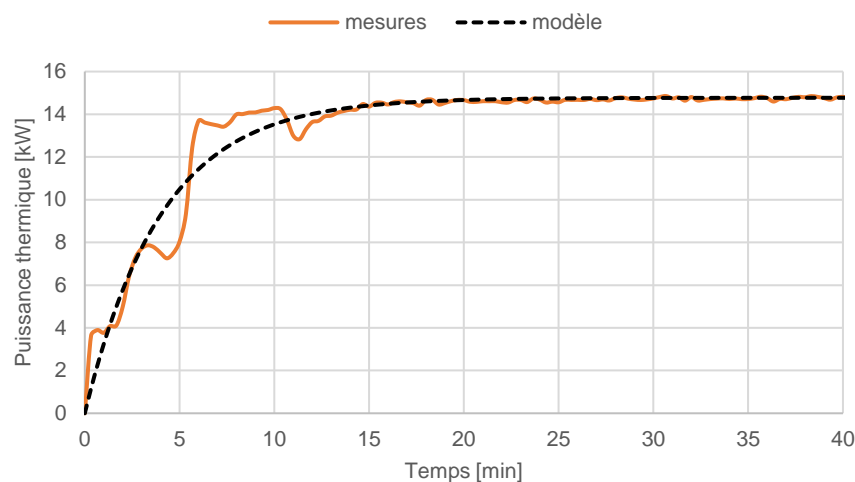


Figure 3.41 : Puissance thermique mesurée au démarrage et modélisée par une exponentielle

- Production électrique nette

La Figure 3.42 illustre l'évolution de la production électrique brute. La temporisation Δt_{start}^P est la durée après laquelle la production électrique de la turbine devient supérieure à 0, Δt_{int}^P et P_{net}^{start} correspondent à un palier intermédiaire, ils sont identifiés par minimisation de l'erreur. On verra que ces deux paramètres dépendent de la durée d'arrêt de la micro-cogénération.

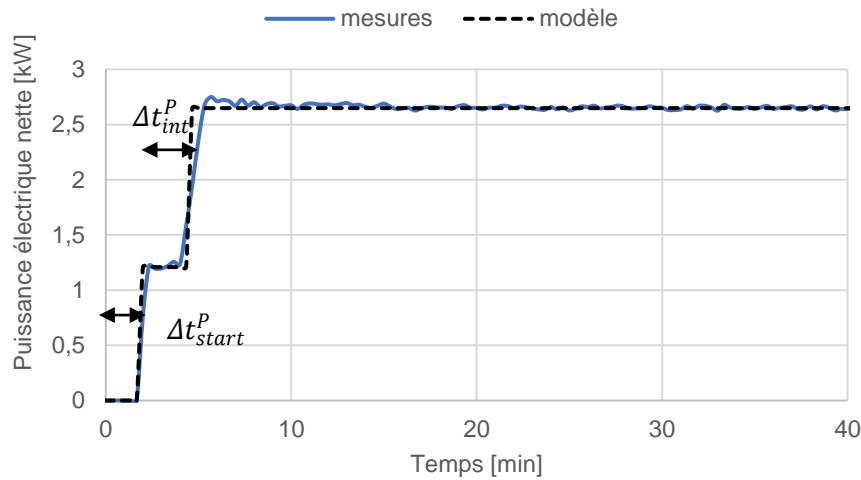


Figure 3.42 : Puissance électrique nette mesurée et modèle proposé au démarrage

L'équation 51 est l'expression mathématique du démarrage de la production électrique durant la phase transitoire (avant Δt_{int}^P) :

$$P_{net} = \begin{cases} 0 & \text{if } t < t_{start} + \Delta t_{start}^P \\ P_{net}^{start} & \text{if } t \geq t_{start} + \Delta t_{start}^P \end{cases} \quad (51)$$

Dans le cas de la MTT EnerTwin, il est impossible de connaître la production brute et donc la consommation des auxiliaires électriques sans l'ajout d'une instrumentation intrusive au cœur de la machine. La mesure de puissance aux bornes de la machine donne donc un résultat en production nette. La consommation des auxiliaires est prise en compte.

- Puissance électrique auxiliaire

Lors de la phase de démarrage, des appels de puissance variables sont mesurés (voir Figure 3.43), Cette consommation correspond aux auxiliaires électriques seuls car la turbine n'a pas encore démarré et il n'y a pas de production électrique.

Etant données la faible énergie en jeu (entre 10 Wh et 120 Wh) et la brève durée Δt_{start}^{aux} de cette phase, la simplification à l'aide d'une puissance constante de valeur P_{aux}^{start} est appropriée.

Ces deux grandeurs dépendent en revanche fortement du temps d'arrêt de la turbine, c'est pourquoi on observe un facteur supérieur à 10 entre les essais extrêmes de consommation des auxiliaires au démarrage.

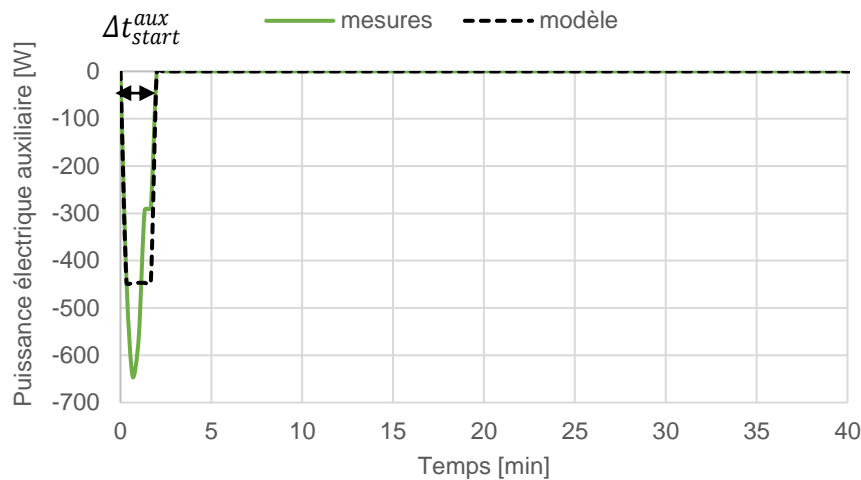


Figure 3.43 : Consommation électrique des auxiliaires au démarrage mesurée et modélisée

L'équation 52 décrit l'évolution de la puissance électrique auxiliaire consommée durant la phase de démarrage (avant Δt_{start}^{aux}) :

$$P_{aux} = \begin{cases} 0 & \text{if } t < t_{start} \\ P_{aux}^{start} & \text{if } \Delta t_{start}^{aux} > t \geq t_{start} \end{cases} \quad (52)$$

c) Démarrages à chaud et à froid

On a vu dans la partie précédente (b) que les phases de démarrage sont modélisées selon une approche similaire à l'étude d'un moteur Stirling par (Andlauer, 2011).

En revanche, la micro-turbine a montré une variabilité importante des phases transitoires selon la durée de l'arrêt précédant le démarrage ; ce n'était pas le cas du moteur Stirling. En particulier, sont impactés :

- La durée de la phase transitoire de consommation de combustible au démarrage
- L'évolution temporelle de la production thermique
- L'évolution temporelle de la production électrique
- L'évolution temporelle des auxiliaires de démarrage

Par commodité, on définit :

- **démarrage à froid** : la turbine est arrêtée depuis un temps long (en pratique, 24 h suffisent), l'ensemble des composants de la cogénération est à température ambiante, la turbine est en équilibre thermique, la notation associée aux démarrages à froid est l'indice « cold »
- **démarrage à chaud** : la turbine est arrêtée depuis peu de temps et certains composants sont encore à une température supérieure à l'ambiance. La turbine se refroidit progressivement et, lorsqu'elle redémarre, la séquence de démarrage est plus rapide qu'à froid. La notation associée aux démarrages à chaud est l'indice « warm »

La non-prise en compte de ces phénomènes pourraient sur (ou sous)-estimer les performances de la turbine en conditions réelles de fonctionnement.

On détaille par la suite la modélisation semi-empirique adoptée pour chaque phénomène à travers l'analyse des résultats d'essais présentés en partie 3.2 . En particulier, on cherche à **identifier les lois régissant les paramètres en fonction du temps d'arrêt**.

- Durée de la phase transitoire au démarrage : $\Delta t_{int}^{fuel} - \Delta t_{start}^{fuel}$

La durée de la phase transitoire d'alimentation en combustible $\Delta t_{int}^{fuel} - \Delta t_{start}^{fuel}$ lors du démarrage (cf. Figure 3.39 pour les notations) dépend du temps d'arrêt t_{stop} comme observé sur la Figure 3.44. Sachant que le débit de gaz naturel est régulé lors du démarrage selon la température en sortie de turbine, on peut physiquement lier durée d'arrêt – température turbine – durée de démarrage.

On adopte donc une loi exponentielle car elle permet :

- de minimiser l'erreur avec les points issus des mesures,
- de rappeler que la micro-turbine est assimilée à un système du 1^{er} ordre dont la température décroît comme tel à l'arrêt. La durée de la phase transitoire est donc fonction de son état au démarrage.

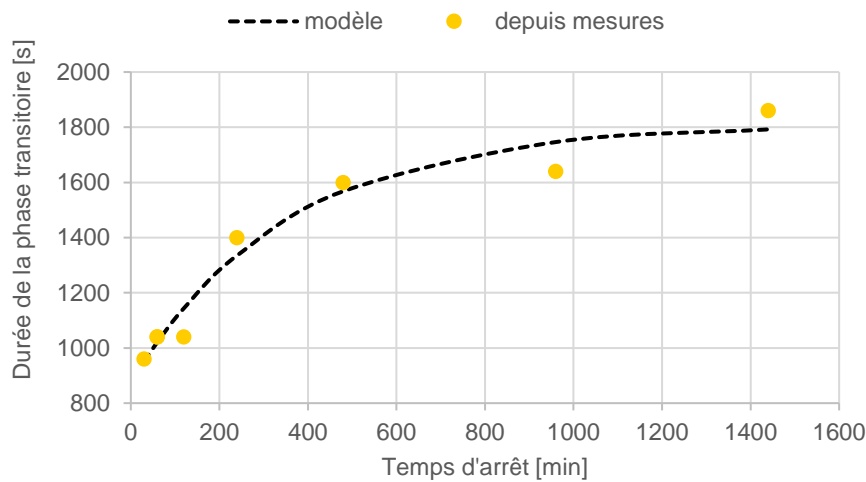


Figure 3.44 : Durée de la phase de démarrage de la puissance combustible ($\Delta t_{int}^{fuel} - \Delta t_{start}^{fuel}$) à partir des mesures et modèle proposé

On propose donc le modèle suivant (équation 53) :

$$\Delta t_{int}^{fuel} - \Delta t_{start}^{fuel} = (\Delta t_{warm\ int}^{fuel} - \Delta t_{warm\ start}^{fuel}) + \{(\Delta t_{cold\ int}^{fuel} - \Delta t_{cold\ start}^{fuel}) - (\Delta t_{warm\ int}^{fuel} - \Delta t_{warm\ start}^{fuel})\} \left(1 - e^{-\frac{\Delta t_{stop}}{\tau_{warm}^{fuel}}}\right) \quad (53)$$

On a vu Figure 3.40 que la phase transitoire de démarrage de la puissance combustible est caractérisée par sa durée $\Delta t_{int}^{fuel} - \Delta t_{start}^{fuel}$ et par la puissance moyenne de démarrage P_{fuel}^{start} . Comme le montre la Figure 3.45, il n'y a pas de corrélation claire entre la sous-puissance de démarrage $P_{fuel}^{nom} - P_{fuel}^{start}$ et la durée d'arrêt (cf. coefficient R^2). Aussi, on considère la sous-puissance de démarrage invariante quelle que soit la durée d'arrêt.

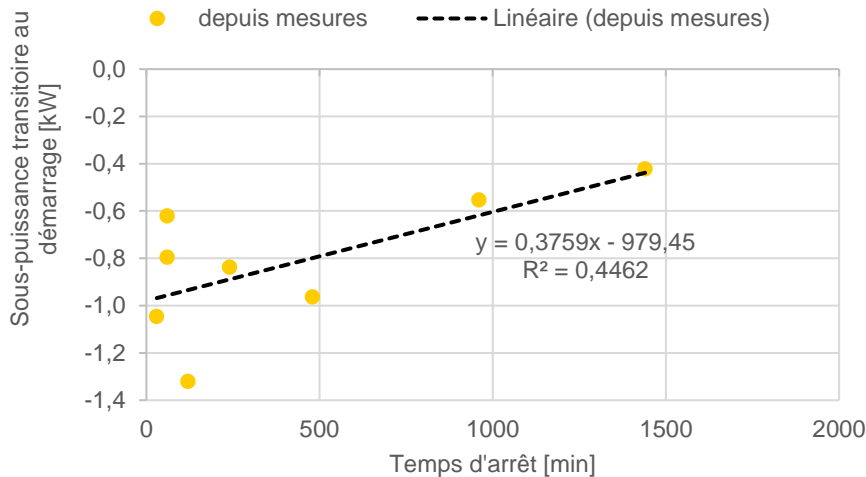


Figure 3.45 : Ecart absolu entre puissance combustible nominale et puissance combustible en phase de démarrage selon la durée d'arrêt, mesures et corrélation

- Constante de temps thermique

Le paramètre τ_{start}^Q de l'équation 54 est la constante de temps thermique de la loi de démarrage. Ce paramètre est identifiable pour un démarrage donné.

$$\dot{Q}_{HX} = \begin{cases} 0 & \text{if } t < t_{start} + \Delta t_{start}^Q \\ \dot{Q}_{HX}^{nom} \left(1 - e^{-\frac{t - (t_{start} + \Delta t_{start}^Q)}{\tau_{start}^Q}} \right) & \text{if } t \geq t_{start} + \Delta t_{start}^Q \end{cases} \quad (54)$$

τ_{start}^Q dépend, lui aussi, du temps d'arrêt Δt_{stop} de la machine (Figure 3.46). Toujours en assimilant la micro-cogénération à un système du 1^{er} ordre, on peut lier la durée d'arrêt et la température de la cogénération par une décroissance exponentielle. L'état de « charge » thermique dans lequel se trouve la cogénération au redémarrage est donc régi par cette loi, la puissance thermique nominale est atteinte d'autant plus lentement que la masse thermique est déchargée.

En identifiant le paramètre τ_{start}^Q plusieurs fois pour une série de démarrages, on peut en déduire comment évolue $\tau_{start}^Q = f(\Delta t_{stop})$. Une seconde constante de temps thermique notée τ_{warmup}^Q est alors introduite.

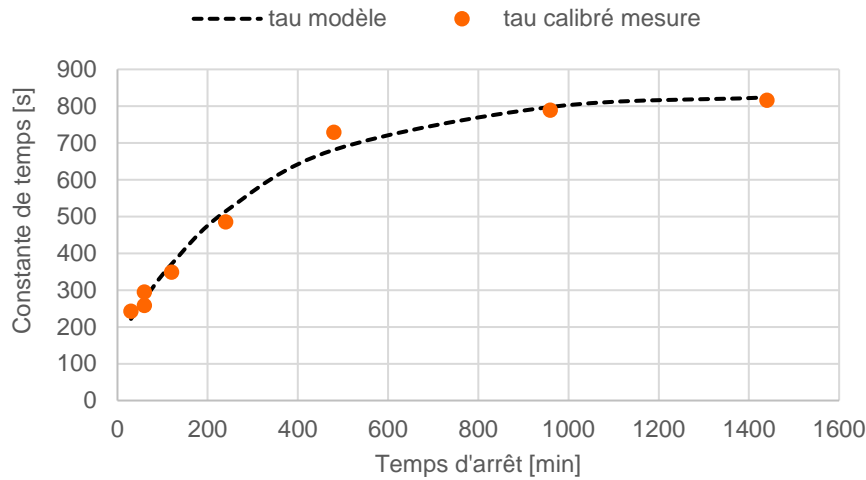


Figure 3.46 : Constante de temps τ_{start}^Q en fonction de la durée d'arrêt, mesures et modèle proposé

On propose donc le modèle suivant (équation 55) :

$$\tau_{start}^Q = \tau_{warm\ start}^Q + (\tau_{cold\ start}^Q - \tau_{warm\ start}^Q) \left(1 - e^{-\frac{\Delta t_{stop}}{\tau_{warmup}^Q}} \right) \quad (55)$$

- Temporisations de production et consommation électriques

Le modèle proposé précédemment (partie b)) comporte trois temporisations liées à l'énergie électrique :

- deux relatives à la production d'électricité Δt_{start}^P et Δt_{int}^P
- une relative à la consommation des auxiliaires électriques Δt_{start}^{aux}

Elles évoluent comme illustré Figure 3.47. Elles sont bornées par des valeurs maximales (indice « cold ») considérées atteintes pour une durée d'arrêt supérieure à 24 h. On considère qu'un modèle linéaire est satisfaisant car les coefficients de corrélation sont tous supérieurs à 0,9.

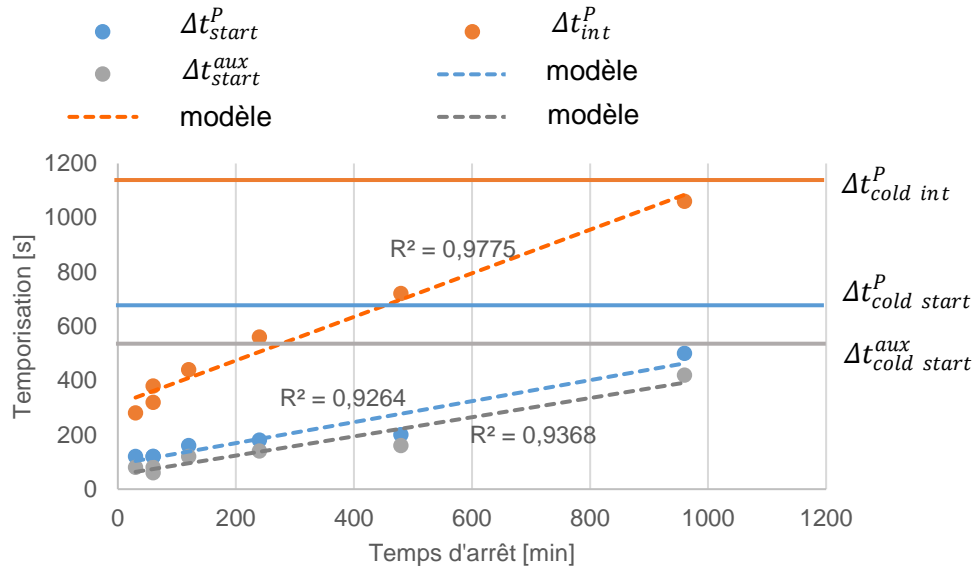


Figure 3.47 : Temporisations électriques au démarrage, mesures et modèle proposé

Les équations 56 à 58 explicitent les lois identifiées :

$$\Delta t_{start}^P = \min(\Delta t_{cold\ start}^P, \Delta t_{warm\ start}^P + d_1 \cdot \Delta t_{stop}) \quad (56)$$

$$\Delta t_{int}^P = \min(\Delta t_{cold\ int}^P, \Delta t_{warm\ int}^P + d_2 \cdot \Delta t_{stop}) \quad (57)$$

$$\Delta t_{start}^{aux} = \min(\Delta t_{cold\ start}^{aux}, \Delta t_{warm\ start}^{aux} + d_3 \cdot \Delta t_{stop}) \quad (58)$$

- Palier de puissance électrique au démarrage

L'identification du paramètre P_{net}^{start} sur une série de démarrages est reportée Figure 3.48 en fonction de la durée d'arrêt. Celle-ci montre qu'il n'existe pas de corrélation linéaire satisfaisante ($R^2 \approx 0$). On considère donc ce paramètre invariant ($P_{net}^{start} = 1195\text{ W}$) quelle que soit la durée d'arrêt.

L'hypothèse la plus probable pour expliquer la dispersion des valeurs autour de la moyenne provient de l'influence de la température de l'air comburant au moment du démarrage (non contrôlée sur cette série d'essai).

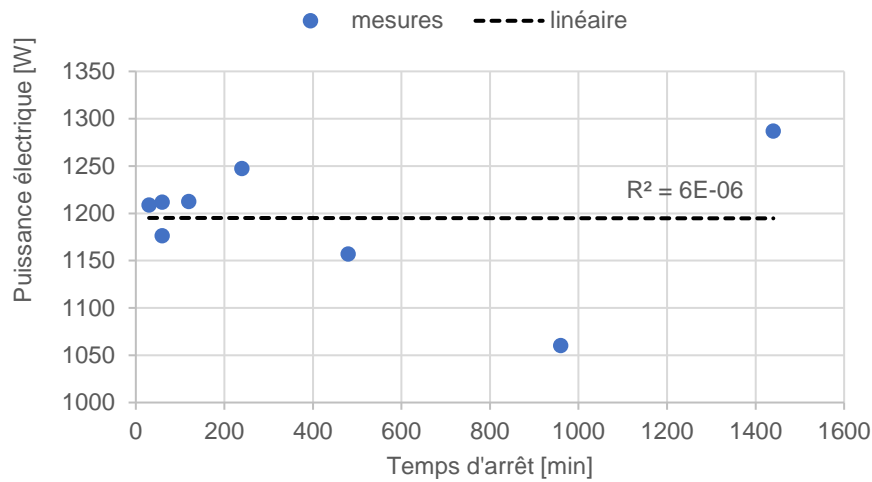


Figure 3.48 : Palier de puissance électrique intermédiaire au démarrage

- Puissance électrique des auxiliaires consommée

La Figure 3.49 illustre la corrélation linéaire identifiée pour évaluer la puissance électrique auxiliaire consommée au démarrage P_{aux}^{start} selon la durée d'arrêt. La corrélation est bornée par un maximum dont la valeur (850 W) provient d'un essai de démarrage à froid.

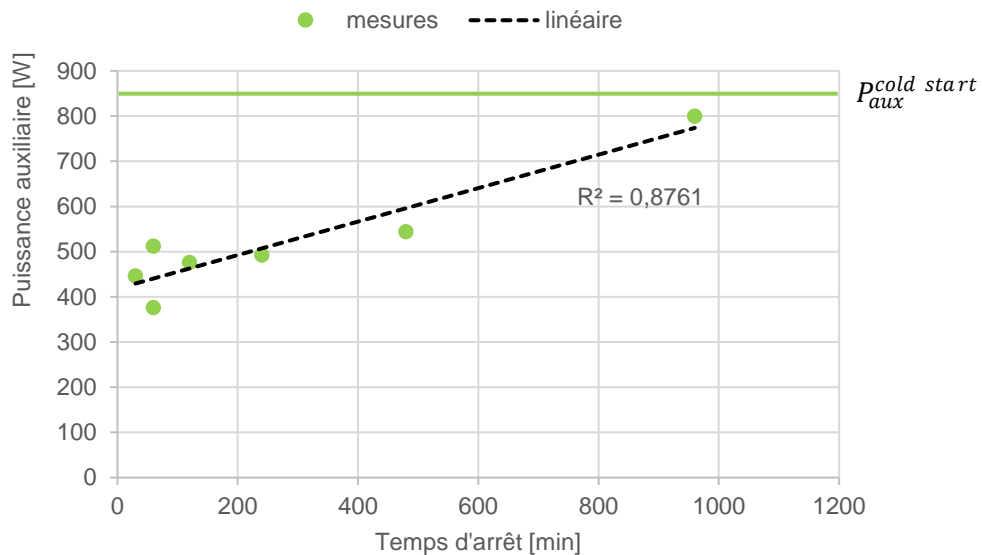


Figure 3.49 : Puissance électrique auxiliaire moyenne consommée au démarrage, mesures et modèle proposé

d) Refroidissement

Les phases de refroidissement de la turbine sont modélisées sur le même principe que les phases de démarrage.

- Puissance gaz

On considère que la puissance gaz est coupée instantanément lors de l'arrêt. Sa valeur est donc nulle pendant la phase de refroidissement.

- Puissance thermique

La puissance thermique résiduelle lors du refroidissement est modélisée par une loi du premier ordre. En effet, on considère la micro-turbine comme une capacité thermique homogène soumise à un échange thermique. Cette approche a le mérite d'avoir un sens physique tout en décrivant bien l'évolution de la puissance délivrée.

Le modèle utilisé est donné équation 59 :

$$\dot{Q}_{HX} = \begin{cases} \dot{Q}_{HX}^{nom} \left(e^{-\frac{t-t_{stop}}{\tau_{stop}^Q}} \right) & \text{if } t \geq t_{stop} \\ 0 & \text{if } t > t_{stop} + \Delta t_{stop}^Q \end{cases} \quad (59)$$

Pour la calibration, sept arrêts différents ont été utilisés, la comparaison modèle/essais est présentée Figure 3.50 :

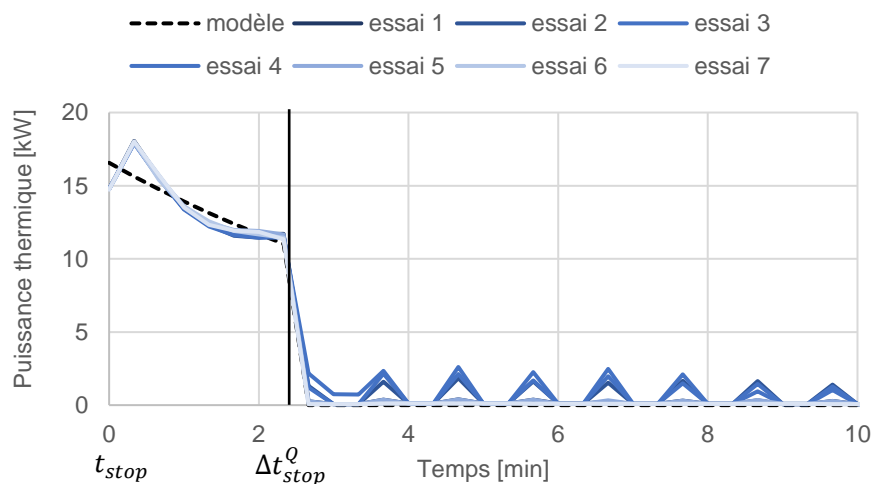


Figure 3.50 : Puissance thermique lors du refroidissement pour 7 essais et modèle proposé

On observe une excellente homogénéité entre les sept essais de refroidissement ; les écarts au modèle sont inférieurs à 500 W. On peut faire l'hypothèse que le pas de temps d'acquisition de 20 secondes utilisé tend à moyenniser les valeurs mesurées et lisser les écarts. Le début de l'essai est marqué par une surpuissance transitoire liée à l'accélération de la pompe (qui passe à vitesse maximale) puis une diminution exponentielle. La pompe s'arrête au bout de 150 secondes de fonctionnement en mode refroidissement, cette durée est choisie pour délimiter la période dite de « refroidissement » du modèle.

La quantité d'énergie supplémentaire récupérée dans ces essais est en moyenne de 0,61 kWh. Il est probable que le constructeur gagnerait à allonger le temps de post-circulation de la pompe pour augmenter l'énergie récupérée.

Le comportement de la pompe de circulation après 3 minutes est intermittent, la pompe est activée régulièrement pour « mettre à jour » les mesures de température d'eau utiles à la régulation. L'énergie transférée est difficilement mesurable car la pompe s'allume et s'éteint très rapidement, le pas de temps d'acquisition n'est plus pertinent. On choisit de négliger ce fonctionnement qui, de plus, s'espace au bout de quelques minutes.

- Puissance électrique

La puissance électrique produite devient très rapidement négligeable et s'annule au bout de 2 minutes. On choisit de modéliser la production électrique sur l'ensemble de la période de refroidissement (150 s) par une constante dont la valeur calibrée vaut 1038 W (production cumulée de 0,05 kWh).

3.4 Validation du modèle sur une séquence expérimentale

L'objectif de cette partie est de valider le modèle par comparaison avec des résultats expérimentaux en régime dynamique. Cette étape indique si la forme du modèle et la calibration des coefficients empiriques des corrélations est satisfaisante.

3.4.1 Périmètre de validation

Dans cette partie, on cherche à valider le modèle de micro-cogénération mais aussi le modèle de la régulation :

- Le contrôle du circulateur en fonction de la température de consigne de départ et de la valeur mesurée
- La modulation du taux de charge de la micro-turbine en fonction de la température de consigne du ballon tampon et de la valeur mesurée

Ces deux éléments sont nouveaux par rapport aux travaux de validation réalisés sur le moteur Stirling car, ici, on connaît le mode de contrôle du circulateur en détail.

Les conditions aux limites imposées dans cette partie sont : la température de la sonde du ballon tampon (régule la puissance), l'état ON/OFF, la température d'air et la température de retour d'eau de chauffage. On rappelle que le schéma de principe du banc d'essais est donné Figure 3.26. Les mesures récoltées en régime dynamique sur le banc semi-virtuel sont comparées avec les résultats du modèle présenté Figure 3.51.

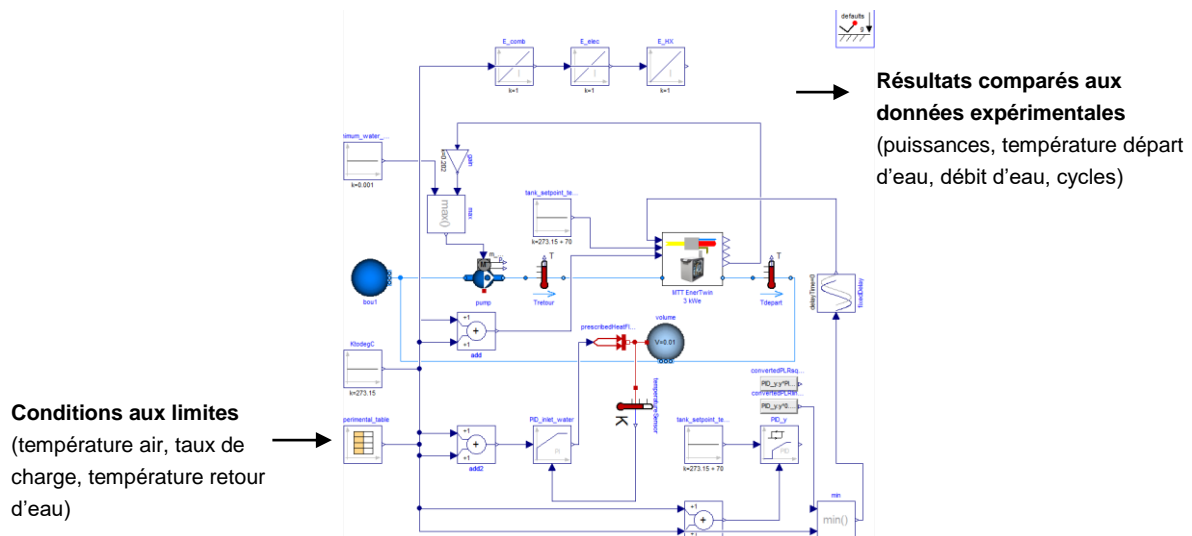


Figure 3.51 : vue Dymola du modèle et conditions aux limites retenues pour validation

3.4.2 Essai utilisé pour la validation

Pour valider le modèle en régime varié, on réalise un essai spécifique distinct de ceux utilisés pour la calibration. Les caractéristiques recherchées pour cet essai sont les suivantes :

- Balayer des plages de valeur des variables d'entrées les plus larges possibles.
- Inclure des phases stationnaires et transitoires pour évaluer chacun des aspects du modèle.
- Etre représentatif de conditions de fonctionnement de la turbine en utilisation réelle.

Le banc d'essai du CSTB tel qu'utilisé précédemment permet de répondre aux deux premières contraintes. En revanche, pour répondre à la dernière contrainte, on choisit de coupler le banc d'essai à un modèle de simulation dynamique pour imposer des sollicitations réalistes à la micro-turbine.

Ce modèle agit comme une « charge », virtuelle, pour le micro-cogénérateur ; il représente une installation de distribution de chauffage et d'eau chaude sanitaire comprenant une chaudière d'appoint, un ballon d'eau chaude, deux circuits de chauffage, un circuit ECS et un besoin thermique.

La boucle banc d'essai + micro-turbine + installation virtuelle simulée agit de la manière suivante :

- On simule l'installation virtuelle pour calculer la température de retour d'eau, d'air et la température de la sonde de régulation (ballon tampon) lue par la MTT à un pas de temps (30 secondes).
- On impose ces conditions en entrée du micro-cogénérateur (réel) à l'aide du banc d'essai durant un pas de temps.
- On mesure les valeurs de débit d'eau et de température de départ en sortie de micro-cogénérateur et on les renvoie à l'installation virtuelle. La boucle recommence à chaque pas de temps.

La durée de la séquence de validation choisie est d'une journée. On effectue une pré-sélection de cette journée parmi l'année entière afin de répondre aux deux premières caractéristiques

recherchées de l'essai de validation (large plage des variables d'influence et phases stationnaires/dynamiques). On choisit la journée du 25 janvier (fichier Meteororm à Besançon).

Pour décrire les conditions d'essai sur la journée considérée et la charge imposée indirectement à la micro-cogénération, on présente la température d'air extérieure imposée au bâtiment virtuel et le besoin thermique total (ECS + chauffage) durant la journée/séquence de validation (Figure 3.52). Les conditions limites de températures imposées directement à la cogénération sont représentées Figure 3.53. La température du ballon et de retour d'eau sont simulées par le modèle (qui comprend l'installation CVC complète) couplée au banc semi-virtuel. La température d'air comburant a quant à elle été mesurée durant l'essai et est imposée au modèle identiquement. Cette dernière ne varie que d'environ 3 °C durant l'essai, son influence sera donc limitée.

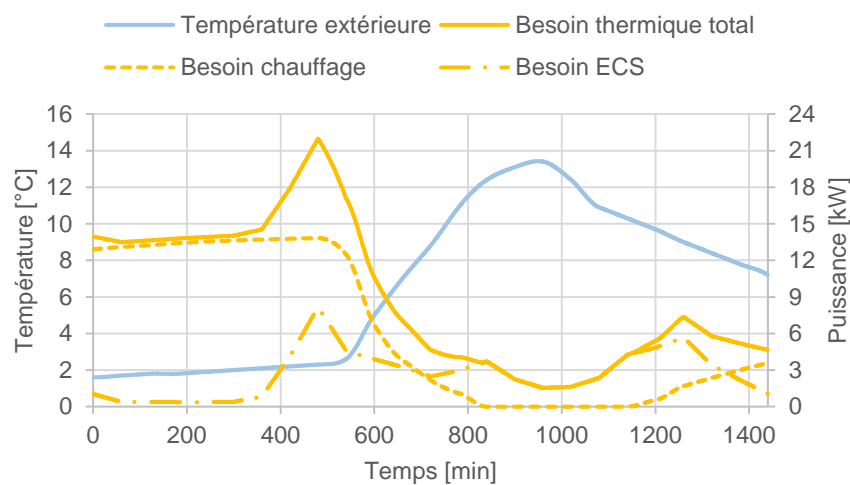


Figure 3.52 : Température d'air extérieure et besoin thermique total simulés durant la séquence de validation

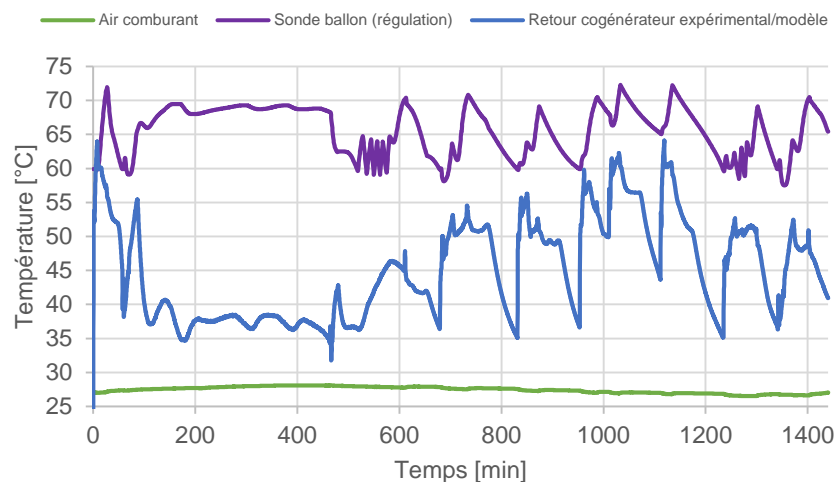


Figure 3.53 : Conditions aux limites de température pour la micro-cogénération

On observe Figure 3.53 que la température de retour de l'installation est très variable selon les phases de fonctionnement :

- plutôt basse la nuit, environ 35 °C, lorsqu'il n'y a que des besoins de chauffage, grâce à loi d'eau basse température
- puis plus élevée et variable la journée à cause des charges du ballon ECS dont la température est plus élevée.

La température de sonde du ballon tampon primaire oscille entre 57 et 72 °C (courbe violette). Les seuils de régulation choisis par rapport à cette sonde sont 60/70 °C pour activation/désactivation de la cogénération. Entre 69 et 70 °C, la cogénération fonctionne en modulation de puissance entre PLR maximal et PLR minimal.

Lors de cet essai, la cogénération s'allume puis s'éteint plusieurs fois. Une représentation schématique de ce fonctionnement (sans faire apparaître le taux de modulation) est représentée Figure 3.54, l'état ON ou OFF est imposé au modèle de micro-cogénération mais pas le niveau de modulation, qui reste calculé par le régulateur proportionnel modélisé.

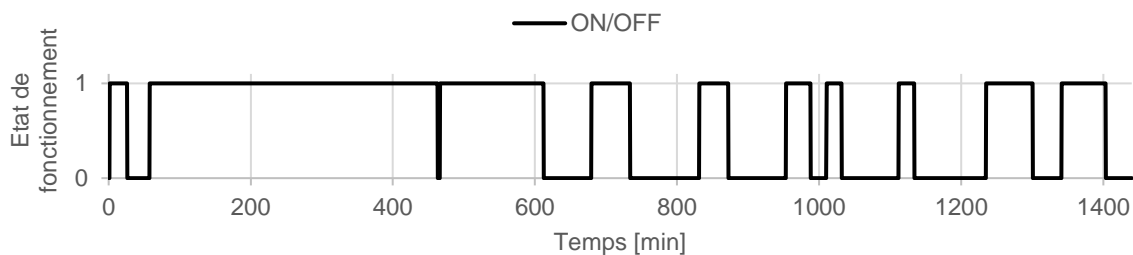


Figure 3.54 : Etat de la cogénération durant la journée de validation

3.4.3 Critères de validation

On cherche en priorité à obtenir des énergies gaz, thermique et électrique nette cohérentes. La prédiction de la température de départ de la micro-cogénération est importante pour la simulation du système de chauffage d'un bâtiment équipé d'un stockage d'eau chaude et d'émetteurs dont les coefficients d'échange sont dépendants de la température d'eau.

a) Energies consommée et produites journalières

On compare l'erreur relative entre la valeur mesurée ou calculée avec les données du field-test et la valeur obtenue en simulation. On distinguera l'erreur commise durant les périodes de fonctionnement de la micro-turbine et celle durant l'arrêt (« mode veille »).

$$\text{Erreur relative énergie [\%]} = \frac{E_{\text{cogé}}^{\text{exp}} - E_{\text{cogé}}^{\text{modèle}}}{E_{\text{cogé}}^{\text{exp}}} \quad (60)$$

b) Température de départ moteur et puissance thermique

Au-delà de la comparaison visuelle obtenue à partir des graphiques journaliers fournis dans la présentation des résultats, la MAE (Mean Absolute Error) (équation 61) ou le fitting (équation 62) permettent de comparer des séries temporelles entre elles.

Le calcul de la MAE (équation 61) permet d'obtenir un résultat en Kelvin qui est la moyenne des écarts de température (en valeur absolue) lors des phases de fonctionnement de la micro-turbine.

$$MAE [K] = \frac{\sum_1^N abs(T_{cogé}^{départ,exp} - T_{cogé}^{départ,modèle})}{N} \quad (61)$$

N est le nombre de points de mesures. La valeur de la MAE peut être directement comparée aux incertitudes de mesure du capteur de température de départ. Si elle est proche, le modèle est valide car les erreurs de prévision ne peuvent être distinguées de celles liées aux capteurs, si elle est supérieure alors le modèle est probablement mal calibré.

On peut réaliser le même test avec le débit d'eau puisqu'il s'agit d'une variable modélisée. Les erreurs sur le débit et la température de départ sont directement corrélées puisque la température de retour d'eau est commune au modèle et à l'expérimentation.

Pour les puissances thermiques, électriques et gaz on préférera l'indice de fitting plutôt que la MRE (Mean Relative Error) car cette dernière conduit à des valeurs très élevées peu représentatives de la cohérence réelle des données d'essai et simulées.

Les valeurs élevées de la MRE s'expliquent par son aspect « relatif » et le fait que l'on cherche à reproduire la régulation et la dynamique de la micro-turbine. Dans les phases de démarrage/arrêt, des valeurs de puissance mesurée proches de zéro pendant quelques pas de temps peuvent conduire à une erreur relative élevée si le modèle suppose une valeur de puissance plus élevée (démarrage anticipé). L'indice de fitting s'écrit selon l'équation 62 :

$$fit = 100 \% * \left(1 - \frac{|\hat{y} - y|}{|y - \bar{y}|}\right) \quad (62)$$

Avec \hat{y} le vecteur de valeurs issues du modèle, y le vecteur des valeurs de référence (mesurées) et \bar{y} la moyenne des valeurs de référence (mesurées).

3.4.4 Résultats

a) Puissances délivrées et consommées

On compare les puissances délivrées et consommées par le micro-cogénérateur modèle/mesures. Le modèle est systématiquement en noir et la série expérimentale en couleur.

La puissance thermique délivrée par la cogénération est représentée Figure 3.55. On observe plusieurs choses :

- La puissance prédite à pleine charge (environ 15 kW) est correcte. La puissance délivrée est plus faible en fin de journée (13-14 kW, environ $t = 1000$ min) qu'en début de journée en raison de la température de retour d'eau plus élevée.
- Les phases de fonctionnement intermittent de la pompe de circulation (variations rapides de couleur orange à $t = 650$, $t = 750$, $t = 1400$ min) ne sont pas représentées par le modèle. Ils correspondent à une « mise à jour » de la température lue par la sonde de départ de la MTT. Celles-ci sont de courtes durées et ne sont pas systématiquement captées par la chaîne d'acquisition.
- La variation de puissance produite lorsque le taux de charge varie ($t = 150$ min, $t = 300$ min, $t = 350$ min) est relativement bien prédite.
- On remarque que la dynamique est très bien reproduite notamment lors des montées en puissance de la cogénération aussi bien pour des arrêts longs que courts.

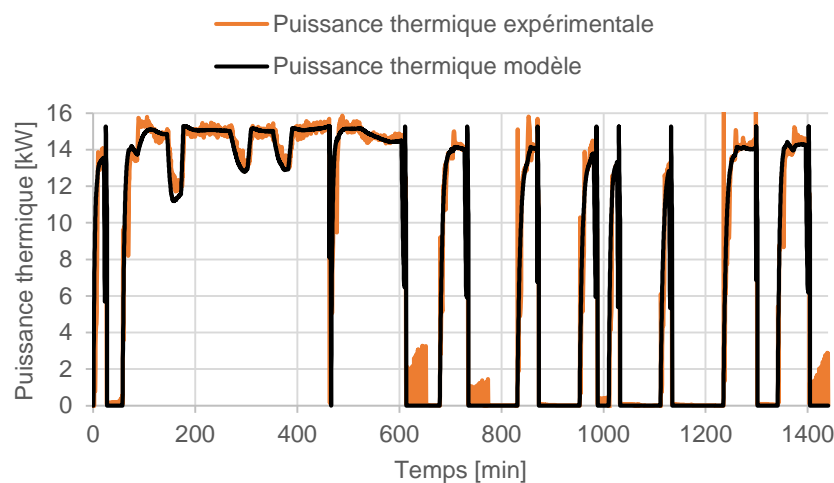


Figure 3.55 : Validation sur une journée de la production thermique simulée

La puissance électrique nette délivrée (ou consommée) par la micro-cogénération est représentée sur la Figure 3.56. La production électrique produite et consommée est estimée avec une bonne précision. On notera que la valeur de puissance électrique nette nominale utilisée (à $T_{\text{air}} = 25$ °C, $T_{\text{cw,i}} = 30$ °C, $\text{PLR} = 100$ %) est celle mesurée pendant les essais au CSTB. Entre la mesure au CRIGEN et celle au CSTB, il existe un décalage (2950 W au CRIGEN et 2700 W au CSTB) pouvant s'expliquer par ordre d'importance par :

- Un changement de pièces entre les deux périodes d'essai consécutivement à des pannes matérielles.
- Une différence de pression ambiante (non mesurée) entre les deux sites d'essai.
- Une différence de matériel de mesure de puissance électrique
- Une différence de composition du gaz naturel selon son approvisionnement (Ile-de-France et Provence-Alpes-Côte d'Azur, environ 1 an d'intervalle).

Les phases transitoires sont bien prédites, y compris au démarrage. La consommation de veille semble en revanche légèrement surestimée par le modèle (peu visible à l'échelle du graphique).

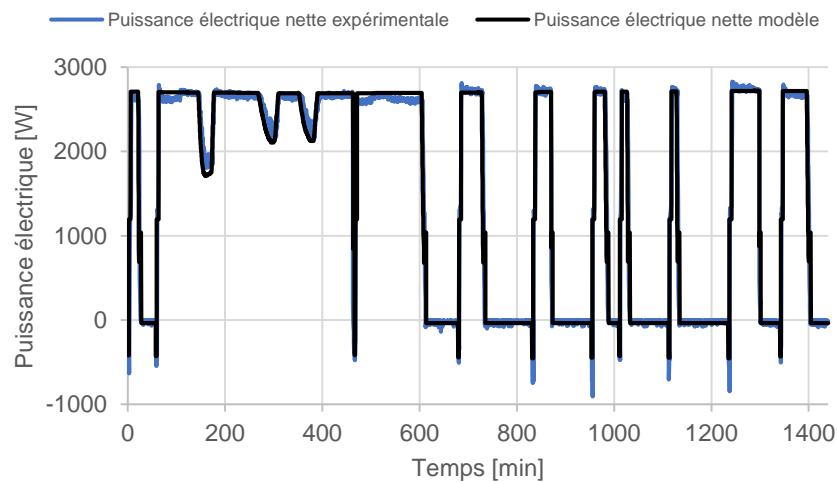


Figure 3.56 : Validation sur une journée de la production électrique nette simulée

La puissance consommée par la micro-cogénération est présentée sur la Figure 3.57. La consommation est bien prédite sur la phase stationnaire, en revanche, le pic de consommation au démarrage n'est pas représenté puisque nous avons choisi de le représenter par une constante (voir 3.3.2). En énergie le résultat reste très fidèle à la réalité comme nous le verrons ci-après.

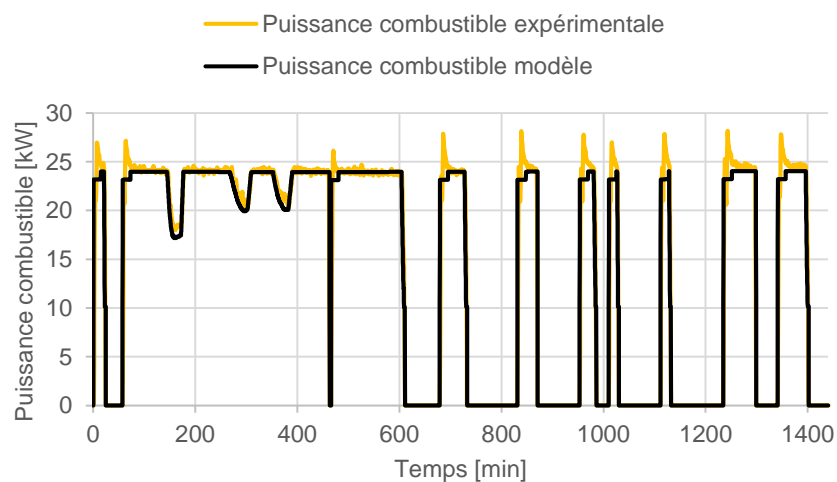


Figure 3.57 : Validation sur une journée de la consommation de combustible simulée

La comparaison quantitative des résultats concernant les trois vecteurs énergétiques est rassemblée dans le Tableau 3.11. Les comparaisons d'écart relatif sur l'énergie journalière sont très bonnes. La puissance thermique est la moins bien représentée (fitting plus bas), cela peut s'expliquer par sa plus grande variabilité (sensibilité aux conditions de fonctionnement et dynamique plus marquée).

Concernant la prédiction en puissance, le fitting atteint un niveau correct d'environ 80 % ce qui peut être considéré comme un bon résultat. Pour compléter cette information, le coefficient de régression linéaire R^2 est supérieur à 94 % pour les trois vecteurs énergétiques.

	Combustible	Électrique	Thermique
Essai [kWh]	334	35	200
Modèle [kWh]	332	35	199
Ecart relatif (énergie)	0,7 %	0,1 %	0,5 %
Fitting (puissance)	81,9 %	81,2 %	77,1 %
R^2 (puissance)	96,7 %	96,7 %	94,8 %

Tableau 3.11 : Indicateurs de validation des trois puissances calculées par le modèle

3.4.5 Débit d'eau et températures

Le contrôle de la pompe par la micro-turbine est validé à l'aide de la comparaison des températures de départ ainsi que des débits d'eau simulés et mesurés.

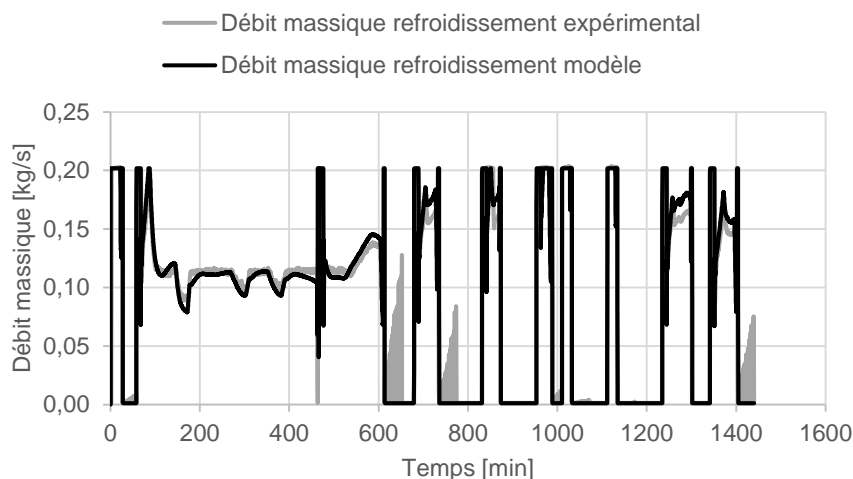


Figure 3.58 : Validation sur une journée du débit d'eau simulé

La Figure 3.58 montre que le débit obtenu par simulation est proche du débit mesuré sur l'installation. On reproduit à la fois bien la dynamique et la valeur absolue, en particulier la phase « pleine vitesse » à chaque démarrage. En revanche comme expliqué précédemment, le fonctionnement intermittent de la pompe lors du refroidissement de la machine visible à $t = 600$ min, $t = 750$ min et $t = 1400$ min n'est pas modélisé.

Etant donné que la température de retour est identique entre le modèle et l'essai, on n'affiche qu'une seule courbe (en bleu) sur la Figure 3.59. Les courbes de température de départ (rouge et noire) se suivent bien avec toutefois une différence nette lors des phases de refroidissement (par exemple après $t = 600$ min).

Cette différence n'est pas importante dans la mesure où la puissance échangée est quasi-nulle à ces moments-là. On ne modélise pas la chaleur extraite de la turbine lors du fonctionnement intermittent de la pompe.

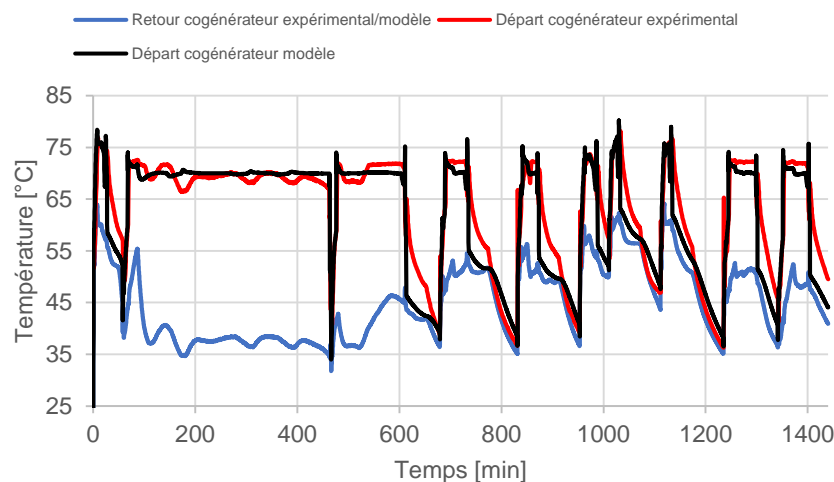


Figure 3.59 : Validation de la température de départ simulée

On compare les performances de prédiction de la température de départ et du débit d'eau avec la MAE **en période de fonctionnement** (Tableau 3.12). L'erreur de prédiction moyenne de 1,8 K est supérieure à l'incertitude des capteurs de température. On explique donc plutôt cette erreur (acceptable sur des ΔT de 20 à 60 K) par la modélisation de la régulation de la pompe, plus « idéale » que la réalité avec une erreur de 40 kg/h en moyenne (sur une plage de fonctionnement comprise entre 350 et 750 kg/h).

	Température départ	Débit d'eau
MAE [K] et [kg/h]	1,8	40

Tableau 3.12 : Indicateurs de validation des températures de départ et débit d'eau simulés

3.5 Etude de sensibilité du modèle

L'ajout de nombreux phénomènes au modèle semi-empirique initial dans les parties précédentes a entraîné une nette augmentation de la complexité de la phase expérimentale (essais en modulation de puissance, essais à température d'air comburant variable et essais de démarrage à chaud / à froid) et de la phase de calibration en raison de la quantité de données à traiter et du nombre d'équations dans le modèle. La complexité n'a pourtant d'intérêt que si elle permet d'améliorer la précision du modèle de manière significative, on propose donc d'évaluer le gain de précision dans un cas d'étude simple à l'aide d'une simulation annuelle de fonctionnement.

Le modèle de micro-cogénération à micro-turbine gaz est intégré dans une installation de production d'eau chaude sanitaire pour un logement collectif. On ne détaille pas ici les hypothèses de modélisation des puisages d'eau chaude et de l'installation de production puisque ce n'est pas l'objet de ce paragraphe (voir chapitre 4 pour plus de détails sur la plateforme de modélisation développée avec Dymola).

L'objectif est de solliciter le modèle de micro-cogénération dans des cas extrêmes :

- Forts volumes de puisage (5000 L/jour à 60 °C).
- Faibles volumes de puisage (1000 L/jour à 60 °C).

Dans le premier cas, on s'attend à un fonctionnement quasi-continu de la cogénération, la dynamique du modèle ne sera donc pas beaucoup sollicitée ; dans le deuxième cas, la micro-cogénération s'arrête plusieurs fois par jour, l'aspect dynamique du modèle est donc plus sollicité.

La température extérieure, supposée égale à celle de l'air aspiré par la cogénération, varie au cours de l'année suivant une météo typique de Trappes en Île-de-France, l'écart maximal été-hiver est d'environ 40 °C, l'eau chaude sanitaire est produite toute l'année.

On introduit deux variantes dégradées du modèle de cogénération :

- D'abord on supprime la modélisation des démarrages à chaud ; tous les démarrages sont donc modélisés comme s'ils se passaient à froid (t_{stop} infini).
- Ensuite on supprime la prise en compte de la température d'air comburant, $T_{air} = T_{air}^{nom} = 25$ °C en toutes circonstances.

Les résultats obtenus pour quelques indicateurs clés sont rassemblés dans le Tableau 3.13, on calcule les écarts relatifs des modèles de cogénération dégradés par rapport au modèle complet. Les valeurs absolues d'erreurs les plus élevées sont les plus foncées.

Le calcul des écarts relatifs est donné par l'équation 63 :

$$Ecart\ relatif = \frac{y_{modèle\ complet} - y_{modèle\ dégradé}}{y_{modèle\ complet}} \quad (63)$$

<i>5000 L de puisage par jour</i>	Unité	Modèle complet	Modèle sans démarrage à chaud	Modèle sans démarrage à chaud ni Tair
Compteur cycles CHP	[-]	0	-	-
Compteur cycles appoint	[-]	529	-0,2%	4,5%
Energie thermique fournie par l'appoint	[kWh]	22 180	-0,1%	5,1%
Energie thermique fournie par cogénération	[kWh]	109 663	0,0%	-1,1%
Energie électrique produite cogénération	[kWh]	22 749	0,0%	7,7%
Energie gaz consommée cogénération	[kWh]	191 608	0,0%	0,6%
Taux d'autoconsommation	[-]	100%	0,0%	0,0%
Temps fonctionnement appoint	[h]	357	0,0%	5,0%
Temps fonctionnement cogénération	[h]	8760	0,0%	0,0%
<i>1000 L de puisage par jour</i>	Unité	Modèle complet	Modèle sans démarrage à chaud	Modèle sans démarrage à chaud ni Tair
Compteur cycles CHP	[-]	809	3,2%	1,1%
Compteur cycles appoint	[-]	0	-	-
Energie thermique fournie par l'appoint	[kWh]	0	-	-
Energie thermique fournie par cogénération	[kWh]	24 233	0,0%	0,0%
Energie électrique produite cogénération	[kWh]	4 997	-0,8%	9,2%
Energie gaz consommée cogénération	[kWh]	45 068	-1,4%	1,2%
Taux d'autoconsommation	[-]	56%	0,0%	-3,6%
Temps fonctionnement appoint	[h]	0	-	-
Temps fonctionnement cogénération	[h]	2218	-1,5%	2,7%

Tableau 3.13 : Résultats de simulation annuelle du modèle de micro-cogénération et des versions dégradées pour deux types de sollicitations différentes

Globalement on observe des résultats comparables entre le modèle complet et le modèle sans prise en compte des démarrages à chaud, comme attendu il n'y a pas de différence avec des puisages de 5000 L/jour car la cogénération ne s'arrête pas pendant l'année. En revanche, il existe quelques différences avec des puisages de 1000 L/jour étant donné que la dynamique est sollicitée (3 à 4 arrêts par jour en hiver, 1 en été). Pourtant, la différence la plus élevée n'excède pas 3 % pour l'estimation des cycles de marche/arrêt. En énergies produites et consommées, on n'observe pas d'écart significatif.

Si l'on regarde maintenant l'influence de la prise en compte de la température d'air comburant dans la colonne de droite, les différences avec le modèle complet sont beaucoup plus nettes quel que soit le profil de puisage. Plus problématique, on observe une sous-estimation de la production électrique annuelle de la cogénération de l'ordre de 8 à 9 % car la production électrique est plus faible à $T_{air}^{nom} = 25$ °C que durant l'hiver lorsque la cogénération fonctionne beaucoup.

4 Synthèse du chapitre

4.1 Récapitulatif des travaux réalisés

Le Tableau 3.14 récapitule les travaux expérimentaux et de modélisation semi-empirique de micro-cogénérateurs menés dans le cadre de la thèse. On classe les essais en 3 niveaux suivant la nomenclature de l'état de l'Art (1.2) : essais normatifs, essais de caractérisation et essais dynamiques à l'aide d'un banc semi-virtuel, ensuite, l'origine et la nature des résultats expérimentaux collectés est aussi précisée. Sur les trois campagnes d'essais exploitées pendant la thèse (COSTIC, CRIGEN, CSTB), deux ont été conçues dans le cadre de la thèse et réalisées en collaboration avec les ingénieurs et techniciens des laboratoires.

Equipement	Essais normatifs	Essais de caractérisation	Essais caractérisation + banc semi-virtuel	Origine des données d'essai	Données de calibration	Données de validation	Modification du modèle
Moteur Stirling	→			Antérieur à la thèse : Bouvenot, INSA (2014)	S + I	S + I	-
Moteur Combustion interne	→			COSTIC* (2015)	SM + I	SM + I	Modulation
Micro-turbine	→			CRIGEN (2015) + CSTB* (2016)	SM + IDC	SM + IDC + SV	Modulation + Démarrage à chaud + T_{air}

Légende :

- S : Stationnaire
- I : Instationnaire
- SM : Stationnaire avec Modulation (charge partielle)
- IDC : Instationnaire avec Démarrages à Chaud
- SV : régime dynamique (banc Semi-Virtuel)
- * campagne d'essais conçue et réalisée dans le cadre de la thèse

Tableau 3.14 : Tableau récapitulatif des campagnes d'essais exploitées ou menées durant la thèse et des adaptations du modèle de cogénération

4.2 Bilan des nouveautés apportées au modèle

L'étude d'une micro-cogénération à moteur à combustion interne, puis d'une autre basée sur une micro-turbine, a nécessité l'adaptation du modèle semi-empirique présenté au début de ce chapitre pour tenir compte de nouveaux phénomènes qui n'avaient jusqu'ici pas ou peu été mis en évidence.

Les nouveautés introduites sont les suivantes :

- Prise en compte de la modulation de puissance (toutefois déjà introduite par Bouvenot sous une autre forme pour un moteur à vapeur).
- Prise en compte de l'influence de la durée de refroidissement de la cogénération sur la dynamique du prochain démarrage (démarrage à chaud).
- Prise en compte de la température d'air comburant sur le comportement d'une micro-cogénération turbine à gaz.

Au final, au vu des résultats de l'étude de sensibilité, la modélisation des démarrages à chaud n'est pas une priorité au regard de la complexité introduite et de la gourmandise en essais supplémentaires (environ 48 h en cumulé dans notre cas). En revanche, la modélisation de

l'influence de la température d'air comburant, même si elle est aussi source d'essais supplémentaires, est primordiale pour évaluer correctement la production électrique d'une micro-turbine.

D'un point de vue méthodologique, nous pouvons donc relever deux apports principaux :

- Nouvelle procédure originale pour déterminer la capacité thermique interne équivalente ne nécessitant pas la réalisation d'essais de pertes à l'arrêt ou d'une caméra infrarouge.
- Modélisation physique d'une micro-cogénération à partir d'une bibliothèque de composants, de données de dimensionnement et d'un jeu réduit d'essais. Simulation paramétrique de ce modèle physique en substitution d'une campagne d'essais dans l'objectif de déterminer la forme du modèle semi-empirique.

Les limites à la généralité du modèle semi-empirique proposé avec tous les ajouts précédents sont malgré tout claires :

- Forme et temporalité des séquences de démarrage qui dépendent de chaque technologie.
- Possibilité de déterminer la capacité thermique interne équivalente interne lorsque la température interne n'est pas mesurable (cas de la micro-turbine) ?
- Processus d'identification fastidieux (et long) pour la détermination des termes de pertes latentes, sensibles et par les parois en rapport au gain d'information apporté. Nécessité de mesurer la composition des fumées et de connaître le facteur d'air de la combustion.
- Difficulté à boucler le bilan thermique avec le terme de pertes par les parois.

4.3 Vers un modèle générique simplifié de micro-cogénération

A partir de tous ces constats, on propose de converger vers un modèle de micro-cogénérateur à la fois :

- plus simple (ne retenir que l'essentiel des phénomènes : puissances produites et consommées, données de paramétrage plus accessibles)
- et plus générique (adapté à différentes technologies).

Cette démarche est détaillée dans la suite au chapitre 4 avec la construction d'une plateforme de modélisation des installations de micro-cogénérations intégrées aux bâtiments.

5 Bibliographie

- AFNOR, 1999. *Norme NF ENV 13005 (X07-020), Guide pour l'expression de l'incertitude de mesure*. s.l.:s.n.
- Allouache, A., Hssaini, Y., Rouquier, P. & Manjoo, N., 2015. Rapport d'essais sur la micro-cogénération à micro-turbine EnerTwin du constructeur MTT. *Rapport, CRIGEN Engie*.
- Andlauer, B., 2011. *Optimisation systémiques de micro-cogénérateurs intégrés au bâtiment*. Paris: Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris.
- Arndt, U. et al., 2007. Experimental Investigation of Residential Cogeneration Devices and Calibration of Annex 42 Models. *Rapport, IEA*.
- Barbieri, E. S., Spina, P. R. & Venturini, M., 2011. Analysis of innovative micro-CHP systems to meet household energy demands. *Applied Energy*, Volume 97, pp. 723-733.
- Beausoleil-Morrison, I., 2008. *An Experimental and Simulation-Based Investigation of the Performance of Small-Scale Fuel Cell and Combustion-Based Cogeneration Devices Serving Residential Buildings*, Canada: Government of Canada.
- Beausoleil-Morrison, I., 2009. The empirical validation of a model for simulating the thermal and electrical performance of a 2.8 kW AC solid-oxide fuel cell micro-cogeneration device. *Journal of Power Sources*, Issue 1195, pp. 1416-1426.
- Beausoleil-Morrison, I. & Lombardi, K., 2008. The calibration of a model for simulating the thermal and electrical performance of a 2.8 kW AC solid-oxide fuel cell micro-cogeneration device. *Journal of Power Sources*, Issue 186, pp. 67-79.
- Bell, M. et al., 2003. Development of Micro Combined Heat and power Technology Assessment Capability at the Canadian Centre for Housing Technology. *Rapport, Natural Resources Canada*.
- Bernd, T., 2008. Benchmark testing of Micro-CHP units. *Applied Thermal Engineering*, Issue 28, pp. 2049-2054.
- Bernd, T., 2014. Experimental determination of efficiency factors for different Micro-CHP units according to the standard DIN 4709. *Applied Thermal Engineering*, Issue 71, pp. 721-728.
- Bianchi, M., De Pascale, A., Melino, F. & Peretto, A., 2014. Performance prediction of micro-CHP systems using simple virtual operating cycles. *Applied thermal engineering*, Volume 71, pp. 771 - 779.
- Bonabe de Rougé, R. et al., 2016. Experimental Analysis of a Gas Micro-Cogeneration Based on Internal Combustion Engine and Calibration of a Dynamic Model for Building Energy Simulation.

Heiselberg, P. K. (Ed.) (2016). *CLIMA 2016 - proceedings of the 12th REHVA World Congress: volume 3. Aalborg: Aalborg University, Department of Civil Engineering.*

Bouvenot, J.-B., 2015. Etudes par voies expérimentales et numériques de solutions de micro cogénération couplés aux bâtiments d'habitation. *Thèse de doctorat, INSA Strasbourg.*

Bouvenot, J.-B. et al., 2014. Gas Stirling engine micro CHP boiler experimental data driven model for building energy simulation. *Energy and Buildings*, Issue 84, pp. 117-131.

Bouvenot, J.-B. et al., 2014. Dynamic model based on experimental investigations of a wood pellet steam engine micro CHP for building energy simulation. *Applied Thermal Engineering*, Volume 73, pp. 1041-1054.

Bush, J., 2010. Modeling of CHP unit and evaluation of system performance in building applications. *Mémoire de MSc, University of Maryland.*

Campanari, S. et al., 2013. Development of a micro-cogeneration laboratory and testing of a natural gas CHP unit based on PEM fuel cells. *Applied Thermal Engineering*, 71(2), pp. 714-720.

Carl, M., Djilali, N. & Beausoleil-Morrison, I., 2009. Improved modelling of the fuel cell power module within a system-level model for solid-oxide fuel cell cogeneration systems. *Journal of Power Sources*, Volume 195, pp. 2283-2290.

Chase, M.-W., 1998. NIST JANAF Thermochemical Tables. *Base de données, Journal of Physical and Chemical Reference, American Institute of Physics, Woodbury, USA.*

Conroy, G., Duffy, A. & Ayompe, L., 2013. Validated dynamic energy model for a Stirling engine u-CHP unit using field test trial data from a domestic dwelling. *Energy and Buildings*, Issue 62, pp. 18-26.

Davis, M. W. et al., 2005. Parameters Affecting the Performance of a Residential-Scale Fuel Cell System. *Proceedings of the 3rd Intl. Conference on Fuel Cell Science, Engineering, and Technology, Ypsilanti, MI.*

Dorer, V. & Schreiber, D., 2007. Investigation of a Senertec ICE Device at the Swiss Federal Laboratories for Materials Testing and Research - Annexe 42. *Rapport, IEA.*

Entchev, E. et al., 2004. Micro generation technology assessment at the Canadian Centre for Housing Technology. *Energy and Buildings*, 9(36), pp. 925-931.

Entchev, E. & Tzscheutschler, P., 2014. Integration of Microgeneration and Related Technologies in Building - Final Report of Annex 54. *Rapport, Technische Universität München, Germany.*

Gallois, C. & Beaumont, C., 2015. Suivi métrologique de sites équipés d'un écogénérateur. *Rapport, COSTIC.*

- Gigliucci, G. et al., 2004. Demonstration of a residential CHP system based on PEM fuel cells. *Journal of Power Sources*, Issue 131, pp. 62-68.
- Haller, M. Y. et al., 2010. A unified model for the simulation of oil, gas and biomass space heating boilers for energy estimating purposes. Part I: Model development. *Journal of Building Performance Simulation*, 4(1), pp. 1-18.
- Hssaini, Y., 2013. Résultats du field test écogénérateur Stirling De Dietrich instrumenté sur le site de Nanterre. *Rapport, CRIGEN Engie*.
- Hssaini, Y., 2014. Résultats 2013 du field test Ecogénérateur instrumenté en chaufferie collective à Aulnay-Sous-Bois. *Rapport, CRIGEN Engie*.
- Hssaini, Y., 2014. Résultats des field tests écogénérateurs à moteur Stirling VIESSMANN instrumentés de Mars 2013 à Septembre 2014. *Rapport, CRIGEN Engie*.
- Johnson, G. et al., 2012. The calibration and validation of a model for simulating the thermal and electrical performance of a 1 kWAC proton-exchange membrane fuel-cell micro-cogeneration device. *Journal of Power Sources*, Issue 221, pp. 435-446.
- Lombardi, K., Ugursal, V. & Beausoleil-Morrison, I., 2010. Proposed improvements to a model for characterizing the electrical and thermal energy performance of Stirling engine micro-cogeneration devices based upon experimental observations. *Applied Energy*, Issue 87, pp. 3271-3282.
- Mühlbacher, H. & Geiger, B., 2007. Innovative CHP-systems for the energy supply of residential buildings - Final report Phase II. *Rapport, Institute for Energy Economy and Application Technology, Technical University of Munich*.
- Possidente, R., Roselli, C., Sasso, M. & Sibilio, S., 2006. Experimental analysis of micro-cogeneration units based on reciprocating internal combustion engine. *Energy and Buildings*, Volume 38, pp. 1417-1422.
- Rivière, P. & Tran, C. T., 2016. Cours de Systèmes Energétiques Mines ParisTech. *Support de cours - <https://sgs.mines-paristech.fr/prod/sgs/ensmp/catalog/course/detail.php?code=S3825&lang=FR>*.
- Rosato, A. & Sibilio, S., 2013. Calibration and validation of a model for simulating thermal and electric performance of an internal combustion engine-based micro-cogeneration device. *Applied Thermal Engineering*, Issue 52, p. 478.
- Sanford, G. & McBride, B. J., 1994. Computer program for calculation of complex chemical equilibrium compositions and applications. Part 1: Analysis Document. *NASA Technical Reports Report Number: NASA-RP-1311 E-8017 NAS 1.61:1311*.

Sasso, M., Sibilio, L. & Vanoli, L., 2003. Energetic and environmental analysis of a domestic scale heat pump driver by a microcogenerator. *Applied Thermal Engineering*, p. 1247–1259.

Schreiber, D., 2002. Emissions- und Wirkungsgradbestimmung am Miniblockheizkraft-werk Senertec H 5.3. *Rapport, Swiss Federal Laboratories for Material Testing and Research*.

Sibilio, S., Sasso, M., Possidente, R. & Roselli, C., 2007. Assessment of microcogeneration potential for domestic trigeneration. *International Journal of Environmental Technology and Management*, Volume 7, pp. 147-164.

Thiers, S., Aoun, B. & Peuportier, B., 2010. Experimental characterization, modelling and simulation of a wood pellet micro-combined heat and power unit used as a heat source for a residential building. *Energy and Buildings*, Issue 42, pp. 896-903.

Visser, W. P. J., Shakariyants, S. A. & Oostveen, M., 2011. Development of a 3 kW Microturbine for CHP Applications. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Volume 133.

Visser, W. P. J. et al., 2012. Performance optimization of a 3 kW micro-turbine for CHP applications. *ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition, Copenhagen, Denmark*.

CHAPITRE 4

Présentation et validation de la plateforme de modélisation dynamique développée – Développement et paramétrage d'un modèle générique de micro-cogénérateur

Résumé

Les modèles de micro-cogénérateurs développés au chapitre 3 sont intégrés à une plateforme de modélisation en langage Modelica développée dans la thèse et présentée dans ce chapitre. Elle s'appuie sur des bibliothèques existantes et modèles et assemblages originaux pour représenter l'enveloppe des bâtiments, l'installation hydraulique, la régulation et les occupants.

On propose ensuite une comparaison quantitative des résultats de simulation de la plateforme avec plusieurs campagnes expérimentales. On découpe la comparaison de notre plateforme en deux temps :

- D'abord une validation du seul modèle de moteur Stirling sur des séquences de fonctionnement types et en conditions dynamiques (températures de retour et appels de puissance variables).
- Ensuite une comparaison d'indicateurs de fonctionnement annuels (énergies produite et fournie...) à l'échelle d'un bâtiment équipé d'un micro-cogénérateur Stirling et appoint chaudière gaz condensation. On réalise une inter-comparaison des performances annuelles simulées et mesurées de plusieurs bâtiments réels équipés de ces systèmes. On intègre aussi les résultats d'une plateforme de modélisation proche de celle que nous avons développée pour analyser d'éventuelles différences.

Cette phase de comparaison avec des données expérimentales a conforté notre confiance en l'outil et les choix de développement réalisés.

Pour terminer, nous avons enrichi la plateforme d'un modèle de micro-cogénérateur plus générique et proposé des paramétrages par défaut. Ils sont issus d'une base de données constituée des connaissances développées pendant la thèse, de la littérature scientifique et de données d'industriels (énergéticiens et fabricants). La force du modèle est de ne plus nécessiter de données expérimentales. Ce modèle tient compte des performances stationnaires en régime non-nominal et instationnaires de 4 technologies pour une gamme de puissances nominales étendue.

Table des matières

Résumé	215
Table des matières.....	216
Table des figures.....	218
Table des tableaux.....	220
1 Introduction.....	222
2 Développement d’une plateforme de modélisation des couplages de micro-cogénérateurs et bâtiments.....	225
2.1 Sélection de la plateforme logicielle de modélisation	225
2.2 Modélisation de l’enveloppe des bâtiments	226
2.2.1 Généralités sur les modèles d’enveloppe.....	226
2.2.2 Modèle physique simplifié : choix de l’analogie électrique R_6C_2	227
2.3 Modélisation des occupants et de leurs besoins.....	230
2.3.1 Electricité spécifique	231
2.3.2 Eau chaude sanitaire	232
2.4 Modélisation des systèmes CVC.....	232
2.4.1 Modèle de stockages.....	232
2.4.2 Modèle d’appoint thermique.....	234
2.4.3 Modèle de distribution et d’émission	235
2.4.4 Régulation de l’ensemble	238
2.5 Synthèse	239
3 Éléments de validation des résultats de la plateforme à deux échelles temporelles : infra-journalière et annuelle.....	240
3.1 Confrontation du modèle de micro-cogénération Stirling 1 kW _{el} sur des essais in-situ pour des journées-types de fonctionnement.....	241
3.1.1 Méthodologie.....	241
3.1.2 Estimation des grandeurs non mesurées	241
3.1.3 Correction des données mesurées.....	244
3.1.4 Indicateurs de comparaison retenus	245
3.1.5 Résultats illustrés sur une journée type	246
3.1.6 Synthèse des résultats sur l’ensemble des journées types.....	248
3.1.7 Conclusions	253
3.2 Confrontation de la plateforme de modélisation dans le cas de logements équipés de micro-cogénérateurs Stirling 1 kW _{el} pour des indicateurs annuels.....	254
3.2.1 Objectifs et méthodologie.....	254
3.2.2 Présentation des cas d’étude en simulation	255
3.2.3 Présentation des cas d’étude expérimentaux	259
3.2.4 Comparaison des performances simulées et mesurées de micro-cogénérateurs...	264
3.2.5 Conclusions et perspectives.....	272
4 Vers un modèle de micro-cogénération plus générique.....	274

4.1	Forme générale du modèle développé	274
4.1.1	Quels phénomènes prendre en compte ?	274
4.1.2	Modélisation adoptée en régime stationnaire.....	276
4.1.3	Modélisation des démarrages et refroidissements.....	279
4.2	Constitution et analyse d'une base de données de performances en régime stationnaire	286
4.2.1	Données de performances nominales	286
4.2.2	Performances à charge partielle.....	289
4.2.3	Performances à température de retour d'eau variable	297
4.2.4	Performances à température d'air variable.....	303
4.2.5	Synthèse des dégradations de performances modélisées en régime stationnaire .	305
4.2.6	Démarrage et refroidissement.....	306
4.3	Base de données de coûts	307
5	Conclusion du chapitre	311
6	Bibliographie.....	312

Table des figures

Figure 4.1 : Approche par l’offre, études d’intégration d’une micro-cogénération à l’aide d’un modèle « détaillé » calibré à partir d’une campagne expérimentale.....	222
Figure 4.2 : Approche par la demande, étude de la meilleure installation de micro-cogénération dans un bâtiment, pour le choix de la technologie et le dimensionnement	223
Figure 4.3 : Modèle boîte grise R_6C_2 utilisé et intégré à la plateforme Modelica, source : (Berthou, 2013).....	228
Figure 4.4 : Puissance minimale, maximale et moyenne d’électricité spécifique (hors éclairage) à chaque pas de temps parmi 247 profils correspondant à des logements simulés par Smart-E pour une journée de semaine.....	231
Figure 4.5 : Profils de consommation extrêmes et moyen de consommation d’électricité spécifique, sur une journée de semaine, extraits parmi 247 profils correspondant à des logements simulés par Smart-E	231
Figure 4.6 : Deux exemples d’utilisation du modèle de ballon nodal dans la plateforme développée, les emplacements des connexions hydrauliques signalées par des accolades sont indicatifs	234
Figure 4.7 : Schéma bloc du modèle d’appoint adapté de (Blervaque, 2014)	235
Figure 4.8 : Schéma bloc du modèle de circulateur de la bibliothèque Modelica Buildings	236
Figure 4.9 : Schéma bloc du modèle d’émetteur basé sur les informations fabricants selon la norme EN 442-2 de la bibliothèque Modelica Buildings.....	237
Figure 4.10 : Schéma bloc du modèle de vanne 2 voies.....	238
Figure 4.11 : Schéma simplifié de la métrologie équipant l’écogénérateur en field-test à Nanterre	241
Figure 4.13 : Comparaison du fonctionnement entre field-test et modèle pour la journée du 10/11/2012.....	246
Figure 4.14 : Comparaison du fonctionnement entre field-test et modèle pour la journée du 02/01/2013.....	249
Figure 4.15 : Comparaison du fonctionnement entre field-test et modèle pour la journée du 13/02/2013.....	250
Figure 4.16 : Comparaison du fonctionnement entre field-test et modèle pour la journée du 15/03/2013.....	250
Figure 4.17 : Comparaison du fonctionnement entre field-test et modèle pour la journée du 04/04/2013	251
Figure 4.18 : Implantations des sites instrumentés par le COSTIC, source : (Gallois & Beaumont, 2015).....	262
Figure 4.19 : Production thermique totale de l’écogénérateur pour l’ECS et le chauffage dans les 17 field-tests instrumentés par le COSTIC, source : adapté de (Gallois & Beaumont, 2015)	262
Figure 4.20 : Consommations électriques annuelles des 17 field-tests instrumentés par le COSTIC, source : adapté de (Gallois & Beaumont, 2015)	263
Figure 4.21 : Taux de couverture électrique en fonction du rapport des « besoins » électriques et thermiques des logements simulés et réels, *astérisque renvoyée dans le texte.....	264
Figure 4.22 : Taux d’autoconsommation en fonction du besoin électrique annuel des field-tests et bâtiment simulés	267

Figure 4.23 : Electricité autoconsommée annuelle en fonction du besoin thermique annuel des field-tests et bâtiment simulées.....	269
Figure 4.24 : Production électrique annuelle nette du moteur Stirling en fonction du besoin thermique du bâtiment des field-tests et des bâtiments simulés.....	271
Figure 4.25 : Rendements électriques et thermiques normalisés en fonction de la charge partielle, source : (Bianchi, et al., 2014).....	277
Figure 4.26 : Démarrage et refroidissement d'un moteur WhisperGen IV, source : (Conroy, et al., 2013).....	280
Figure 4.27 : Démarrages à froid (haut) et à chaud (bas) et refroidissement d'un moteur Stirling SOLO, source : (Arndt, et al., 2007).....	280
Figure 4.28 : Essai de démarrage d'un MCI Senertec, source : (Arndt, et al., 2007).....	281
Figure 4.29 : Essai de démarrage d'un MCI AISIN 6 kW _{el} , puissance combustible (gauche), électrique (droite) et thermique (bas), source : (Rosato & Sibilio, 2013).....	282
Figure 4.30 : Démarrage d'une pile à combustible SOFC avec vaporeformage, source : (communication d'Engie, 2016).....	284
Figure 4.31 : Données de performances nominales des micro-cogénérations MCI avec ou sans récupération de chaleur sur les condensats entre 5 et 50 kW _{el}	287
Figure 4.32 : Données de performances nominales des micro-cogénérations SOFC entre 0,7 et 2,5 kW _{el} (haut) et PEMFC entre 0,3 et 4 kW _{el} (bas).....	288
Figure 4.33 : Données de performances nominales des micro-cogénérations Stirling entre 0,9 et 6,5 kW _{el}	289
Figure 4.34 : Données de performances nominales des micro/mini-cogénérations MT entre 3 et 200 kW _{el}	289
Figure 4.35 : Rendements électriques de plusieurs systèmes de cogénération MCI et ST, source : (Roselli, et al., 2010).....	290
Figure 4.36 : Rendement électrique normalisé à charge partielle des micro-cogénérations à moteur à combustion interne, sources : (Arndt, et al., 2007), (Bush, 2010), (Roselli, et al., 2010),.....	292
Figure 4.37 : Rendement thermique normalisé à charge partielle des micro-cogénérations à moteur à combustion interne, sources : (Arndt, et al., 2007) (Roselli, et al., 2010).....	292
Figure 4.38 : Rendements électrique (gauche) et thermique (droite) normalisés des micro-cogénérations SOFC, sources : (Staffell, 2015), documents internes Engie.....	293
Figure 4.39 : Rendement électrique normalisé des micro-cogénérations PEMFC, sources : (Staffell, 2015), (Johnson, et al., 2012), (Wakui, et al., 2014), (Dorer & Weber, 2008), documents internes Engie.....	294
Figure 4.40 : Rendements thermique normalisé des micro-cogénérations PEMFC, sources : (Staffell, 2015), (Johnson, et al., 2012), (Wakui, et al., 2014), (Dorer & Weber, 2008), documents internes Engie.....	294
Figure 4.41 : Rendements électrique (gauche) et thermique (droite) normalisés des moteurs Stirling, source : Inspirit Energy, (Qnergy, 2014), (Bernd, 2008).....	295
Figure 4.42 : Rendement électrique normalisé à charge partielle des micro-turbines, sources : essais, (U.S. Environmental Protection Agency CHP Partnership, 2015), (Bianchi, et al., 2014).....	296
Figure 4.43 : Rendement thermique normalisé à charge partielle des micro-turbines à T _{cw,i} = 30 °C (gauche) et à 60 °C (droite), sources : essais, (Bianchi, et al., 2014).....	297

Figure 4.44 : Résultats expérimentaux du rendement thermique d'une micro-cogénération PEMFC au sein des laboratoires du NIST par l'Annexe 42, source : (Arndt, et al., 2007)	298
Figure 4.45 : Rendement thermique normalisé pour les moteurs à combustion interne, sources : essais, (Viessmann - ESS, 2014).....	299
Figure 4.46 : Rendement électrique normalisé pour les moteurs à combustion interne, source : essais.....	299
Figure 4.47 : Rendement électrique normalisé des cogénérations SOFC (gauche) et PEMFC (droite), sources : Titre V RT 2012 (document interne CSTB/Engie), (Matropasqua, et al., 2016), (Johnson, et al., 2012), (Dorer & Weber, 2008), rapports d'essais internes Engie	300
Figure 4.48 : Rendement thermique normalisé des micro-cogénérations SOFC (gauche) et PEMFC (droite), sources : Titre V RT 2012 (document interne CSTB/Engie), (Matropasqua, et al., 2016), (Johnson, et al., 2012) (Dorer & Weber, 2008), rapports d'essais internes Engie	301
Figure 4.49 : Rendements électrique (gauche) et thermique (droite) normalisés des micro-cogénération à moteur Stirling, source : (Qnergy, 2014), (Bouvenot, et al., 2014).....	302
Figure 4.50 : Gauche : rendement thermique normalisé à pleine charge selon la température de retour d'eau obtenu à l'aide du modèle physique simplifié, à différentes températures d'air (nuances de gris). Droite : rendement thermique normalisé à pleine charge selon la température d'eau obtenu expérimentalement à température d'air libre et modèle générique retenu.....	303
Figure 4.51 : Rendement électrique normalisé des micro-cogénérations à turbine à gaz, sources : essais, (Capstone Turbine Corporation, 2002) et (U.S. Environmental Protection Agency CHP Partnership, 2015).....	304
Figure 4.52 : Rendement thermique normalisé des cogénérations à micro-turbine à gaz, source : modèle physique simplifié à $T_{cw,i} = 30$ °C et essais à $T_{cw,i} = 40$ °C et pleine charge.....	305
Figure 4.53 : Coût d'investissement (CAPEX, en orange) et de maintenance (OPEX, en bleu) des micro-cogénérations MCI, source : constructeur (confidentiel)	308
Figure 4.54 : Coût d'investissement (incluant les aides d'état) des micro-cogénérations à piles à combustibles Enfarm et installations cumulées en 2015, source : METI/NEDO (ministère de l'industrie japonais).....	308
Figure 4.55 : Coût d'investissement des micro-cogénérations à piles à combustible (puissances de l'ordre de 1 kW _{el}), données historiques et projections du taux d'apprentissage, source : (Staffell & Green, 2013)	309
Figure 4.56 : Coûts d'investissement (CAPEX, en orange) et de maintenance (OPEX, en bleu) des micro et mini-cogénération à micro-turbine à gaz, sources : (U.S. Environmental Protection Agency CHP Partnership, 2015), échanges avec MTT	310

Table des tableaux

Tableau 4.1 : Tableau comparatif des énergies journalières produites et consommées par le moteur Stirling entre mesures et modèle – journée du 10/11/2012	247
Tableau 4.2 : Erreurs sur la température et la puissance entre field-test et modèle pour l'ensemble des journées d'essais considérées.....	251
Tableau 4.3 : Erreurs relatives en énergie journalière entre field-test et modèle pour l'ensemble des journées d'essais considérées	252

Tableau 4.4 : Synthèse des deux profils d’occupation considérés	256
Tableau 4.5 : Synthèse des besoins thermiques de chauffage et des consommations électriques spécifiques annuels des logements modélisés dans (Bouvenot, 2015) extraits pour l’étude comparative	258
Tableau 4.6 : Synthèse des field-tests Engie/CRIGEN étudiés	261
Tableau 4.7 : Variables d’influence sur les performances pour chacune des technologies, moteur Stirling (ST), moteur à combustion interne (MCI), micro-turbine (MT) et pile à combustible (PàC)	275
Tableau 4.8 : Durée avant production électrique nominale lors d’un démarrage à froid pour 5 piles testées par Engie.....	283
Tableau 4.9 : Principe de modélisation du démarrage des piles à combustible selon la puissance et la phase considérées	284
Tableau 4.10 : Modélisation des séquences de démarrage de chaque technologie à l’aide de 4 formes mathématiques (échelon, palier intermédiaire, overshoot et exponentielle) pour les puissances électrique, thermique, combustible et auxiliaire.....	285
Tableau 4.11 : Tableau de variation des rendements électrique et thermique des micro-cogénérations de différentes technologies selon le taux de charge et les températures d’eau et d’air. « - » indique que cette variable n’est pas considérée influente sur le rendement ; le signe indique le sens de variation, « ? » indique indéterminé, en pratique cela équivaut à « - »	306
Tableau 4.12 : Paramètres des modèles des phases de démarrage et de refroidissement pour les micro-cogénérations à moteurs Stirling (ST) et combustion interne (MCI) et micro-turbines (MT)	306
Tableau 4.13 : Paramètres des modèles des phases de démarrage et de refroidissement pour les micro-cogénérations à piles à combustible d’une puissance de 1 kW _{el} , source : document interne CSTB/Engie Titre V RT2012	307

1 Introduction

Dans le chapitre 3, l'étude expérimentale de micro-cogénérateurs a permis de développer un modèle numérique dynamique semi-empirique pour calculer plus précisément les performances saisonnières de deux technologies de micro-cogénération. En revanche, cela a introduit une complexité dans le paramétrage des coefficients empiriques à cause d'une complexification du modèle et d'une augmentation du nombre d'essais requis. De plus, nous avons montré à la fin du chapitre que certains raffinements du modèle sont discutables du point de vue de la précision apportée.

Nous disposons de modèles semi-empiriques dynamiques d'un moteur Stirling de 1 kW_{el} (Andlauer, 2011), (Bouvenot, 2015), d'une MCI de 7,5 kW_{el} et d'une MT de 3 kW_{el} étudiés dans le chapitre 3. La calibration d'un modèle dynamique semi-empirique pour chacune des technologies permet de l'employer dans la réalisation d'études d'intégration et de « dimensionnement inversé » pour de nombreuses configurations comme présentées dans la Figure 4.1. Cela consiste à identifier l'environnement technico-économique le plus favorable pour le micro-cogénérateur étudié. Cette approche par l'offre correspond à la demande d'un constructeur ou d'un distributeur de matériel qui cherche à identifier le marché à cibler pour un produit.

N.B. : Les compartiments de la figure ne sont pas étanches et il peut exister des interactions entre chacun des éléments.

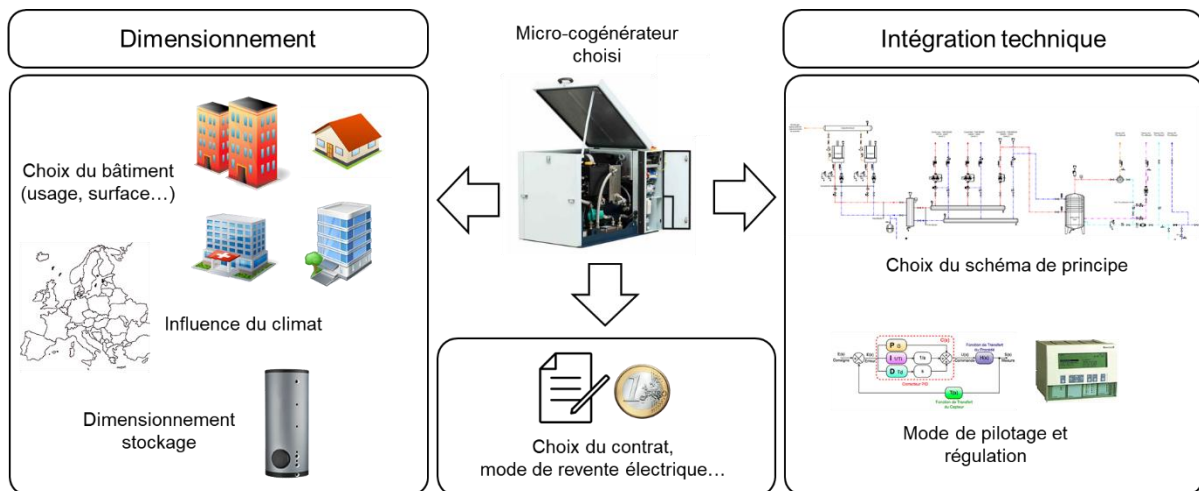


Figure 4.1 : Approche par l'offre, études d'intégration d'une micro-cogénération à l'aide d'un modèle « détaillé » calibré à partir d'une campagne expérimentale

Le modèle calibré de micro-cogénération peut être intégré à une plateforme développée durant la thèse avec le logiciel Dymola dans le langage Modelica. Cette plateforme, présentée au début de ce chapitre, permet de modéliser l'environnement du cogénérateur (bâtiment, occupants, régulation, systèmes HVAC) et repose en grande partie sur l'utilisation de modèles de composants de la bibliothèque *Buildings* (Wetter, et al., 2014).

Afin de valider la pertinence des résultats calculés par la plateforme de modélisation, y compris le modèle de cogénérateur, on la confronte à des résultats de terrain. Nous avons aussi inclus des résultats de simulation issus d'une plateforme de référence (Bouvenot, 2015) dans la partie 3 de ce chapitre. Les cas traités s'appuient tous sur un moteur Stirling 1 kW_{el} placé dans différents bâtiments résidentiels et tertiaires. Deux échelles temporelles sont utilisées pour la comparaison des résultats :

- des journées types pour valider le modèle de micro-cogénération à pas de temps infra-horaire,
- des indicateurs annuels pour valider les prédictions de consommation et production d'énergie.

L'approche par la demande correspond à la démarche d'un concepteur d'installation (bureau d'étude, installateur, exploitant...) qui cherche à identifier le micro-cogénérateur le plus adapté à un projet de bâtiment. Il demeure impossible avec les outils décrits précédemment et un nombre aussi restreint de machines calibrées de (1) choisir une technologie et de (2) la dimensionner parmi une gamme de puissances pour sélectionner le micro-cogénérateur le plus adapté à un projet (Figure 4.2).

En effet, on ne dispose pas d'un nombre suffisant de données expérimentales adéquates pour la calibration du modèle pour un large panel de micro-cogénérateurs. Enfin, quand bien même celles-ci existeraient, la complexité du modèle ne simplifie pas le processus de calibration qu'il faudra mener systématiquement. (Bouvenot, 2015) comme (Andlauer, 2011) ont proposé une forme simplifiée de leur modèle pour s'adapter à des campagnes d'essais réduites, cependant ce modèle simplifié reste fondamentalement similaire et dépendant de séries d'essais et d'une phase de calibration.

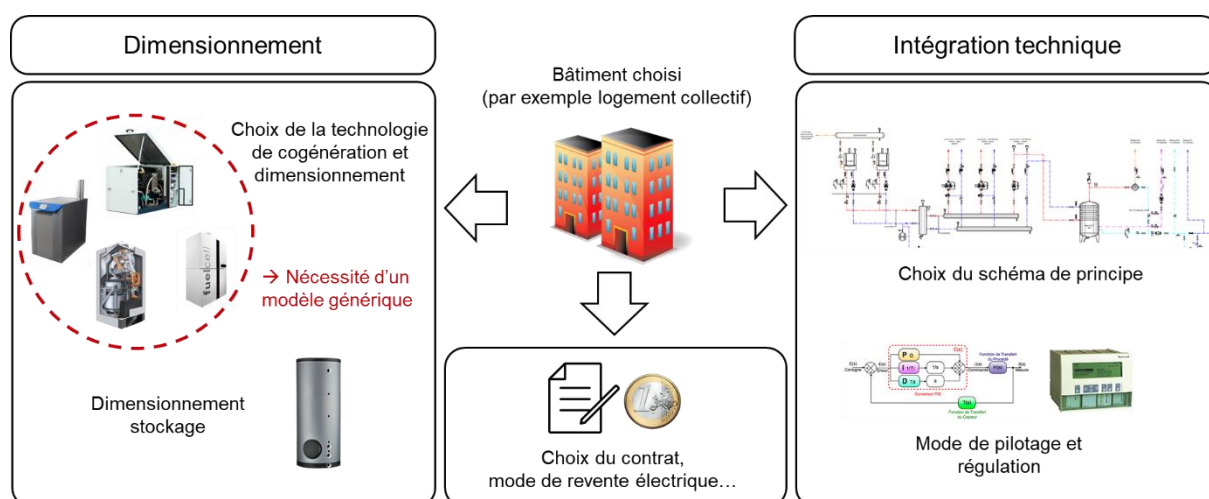


Figure 4.2 : Approche par la demande, étude de la meilleure installation de micro-cogénération dans un bâtiment, pour le choix de la technologie et le dimensionnement

Ceci constitue un verrou pour lequel nous proposons une contribution dans la dernière partie de ce chapitre. Nous y développons un modèle plus générique de micro-cogénération ; l'analyse

approfondie de la littérature nous permet de le paramétrer par défaut pour quatre technologies et dans la plage 1 à 50 kW_{el}.

2 Développement d'une plateforme de modélisation des couplages de micro-cogénérateurs et bâtiments

Cette partie est consacrée à la présentation de la plateforme de modélisation des systèmes énergétiques et de l'enveloppe du bâtiment dans laquelle sont intégrés les modèles de micro-cogénération développés au chapitre 3 et dans la dernière partie du présent chapitre. La sélection de l'environnement logiciel est discutée puis on présente les choix de modélisation réalisés au sujet :

- de l'enveloppe du bâtiment,
- des occupants et de leurs besoins,
- des équipements CVC et de leur régulation.

Cette plateforme sera validée dans la partie 3 puis mise en œuvre dans le chapitre 5 pour la simulation d'études de cas.

2.1 Sélection de la plateforme logicielle de modélisation

Le choix de la plateforme de modélisation dépend des objectifs fixés ; ici, on cherche à identifier les meilleures conditions d'intégration techniques de différents micro-cogénérateurs dans différents bâtiments. De ce point de vue, les capacités de l'environnement de modélisation recherchées sont :

- Simulation dynamique à pas de temps infra-horaire sur une année (selon les recommandations de l'Annexe 42) pour obtenir une représentation fidèle en puissance, pas uniquement en énergie.
- Modélisation « intégrée » (couplée) des systèmes, de l'enveloppe et de la régulation.
- Représentation réaliste de l'hydraulique, des températures et de la régulation.
- Adaptation au prototypage rapide de diverses topologies de réseaux de systèmes CVC variés intégrant des micro-cogénérateurs.

Parmi les environnements de développement identifiés au chapitre 1, TRNSYS et Dymola sont particulièrement adaptés puisqu'ils présentent un aspect « bac-à-sable » répondant à la problématique de prototypage rapide. Les deux environnements s'appuient sur des bibliothèques de modèles de systèmes énergétiques relativement complètes ; ils permettent la modélisation couplée des systèmes et de l'enveloppe qui permet la résolution simultanée des échanges physiques couplant les deux à chaque pas de temps.

Dymola est plus adapté au développement (codage) de nouveaux modèles numériques pour compléter les bibliothèques existantes (Wetter & Haugstetter, 2006). Il dispose d'une interface graphique pour écrire, compiler et simuler à la volée les nouveaux modèles et facilite la démarche essai-erreur. De plus, on peut s'appuyer sur la structure de « base classes » du langage Modelica qui, grâce à la notion « d'héritage » entre classes (modèles) permet la réutilisation de morceaux de codes existants décrivant des phénomènes élémentaires (par exemple une résistance de conduction, capacité thermique, résistance hydraulique, ...). Il permet aussi une meilleure représentation des aspects hydrauliques y compris la pression qui est nécessaire au calcul des

perles de charges et de la consommation de pompes. Autre avantage, la méthode de résolution numérique employée par la plupart des solveurs embarqués (pas de temps variable) est adaptée à une représentation réaliste de la régulation. Cela permet de mêler aisément événements discrets (ON/OFF) et contrôle commande continu (régulateur proportionnel...). La standardisation des connecteurs entre les modèles (échanges thermiques, fluides, électriques, signaux réels...) dans le langage Modelica est adapté à la modélisation multi-physique du bâtiment et de ses systèmes qui mêle principalement échanges thermiques et mécanique des fluides.

Enfin, le couple Dymola-Modelica permet une structuration en bibliothèques avec une structure hiérarchique de classes et de packages encapsulés et réutilisables entre les modèles, il favorise le réemploi des modèles unitaires développés dans d'autres contextes que ceux pour lesquels ils ont été conçus initialement.

Le choix de Dymola-Modelica pour toutes les raisons évoquées ci-avant laisse une grande liberté de choix dans les modèles de composants (bâtiments, régulations, systèmes) et leur assemblage, on présente donc dans la suite les modèles élémentaires utilisés et/ou développés pour construire la plateforme de modélisation et simulation de micro-cogénérateurs intégrés aux bâtiments. La plupart des modèles élémentaires retenus sont issus de la bibliothèque *Buildings* distribuée par le Lawrence Berkeley National Laboratory (LBNL) (Wetter, et al., 2014).

2.2 Modélisation de l'enveloppe des bâtiments

2.2.1 Généralités sur les modèles d'enveloppe

Les logiciels de simulation énergétique dynamique embarquent généralement un modèle d'enveloppe détaillé et possiblement multizones (par exemple Comfie-Pleiades, EnergyPlus...). Ceux-ci reposent sur une discrétisation 1D des parois du bâtiment ; le volume d'air intérieur est le plus souvent considéré à température homogène bien que certains logiciels intègrent dorénavant une modélisation zonale du volume d'air pour tenir compte de sa stratification.

La précision de ces modèles pour le calcul de la température d'air et des besoins énergétiques annuels (chaud/froid) est validée à l'aide de « bâtiments » de référence (BESTEST, ANSI/ASHRAE 2007) dont on reproduit intégralement les caractéristiques dans le moteur de simulation.

Les techniques de résolution numérique varient entre les logiciels, des méthodes de réduction sont couramment employées en amont de la résolution comme dans Comfie ou TRNSYS pour réduire les temps de calcul. (Da Silva, 2011) en réalise une présentation et une analyse synthétiques. Les méthodes de réduction et de résolution employées par le logiciel TRNSYS génèrent des problèmes de convergence à des pas de temps trop faibles (< 15 min) et présentent des « sauts » de température si le logiciel est utilisé à des pas de temps plus courts (pour simuler les systèmes par exemple) ce qui se traduit par une mauvaise estimation des puissances appelées. (Da Silva, 2011) propose l'emploi d'un modèle aux différences finies, réduit par la méthode de (Moore, 1981) en tronquant le système d'états à un ordre suffisamment grand afin de préserver une représentation

fine des dynamiques de l'ordre de la minute qui est typique des systèmes de chauffage peu inertes (radiateur électrique) et des temps de calcul rapides.

Dans l'environnement Dymola, la résolution du modèle d'enveloppe (et des autres) se fait à pas de temps variable dont la valeur dépend de la dynamique du système. Des modèles d'enveloppe détaillés ont été implémentés en langage Modelica, notamment par (Wetter, et al., 2011) et (Plessis, et al., 2014). Toutefois, les tests préliminaires que nous avons effectués montrent des temps de calcul trop importants lorsqu'ils sont couplés à des systèmes CVC (émetteurs, générateurs...) et des régulations relativement détaillées. Plusieurs raisons expliquent cela : d'abord ils font interagir de nombreuses dynamiques différentes. Lorsque couplés aux modèles de systèmes et à des régulations continues et discontinues (état ON/OFF d'un appareil par exemple), cela entraîne la résolution d'un système d'équations dit « rigide » en raison des ordres de grandeur qui séparent les différentes constantes de temps et des « événements » qui ponctuent la résolution de pas de temps supplémentaires. Cette propriété (*stiffness*) détermine grandement la difficulté et donc le coût de calcul de résolution d'un système d'équations algèbro-différentielles. Les modèles détaillés ne sont donc pas jugés compatibles avec nos objectifs, des modèles d'ordre faible apparaissent nécessaires.

A l'opposé, il existe des méthodes simplifiées statiques, parfois horaires, d'estimations des besoins reposant sur le calcul d'un écart entre les températures intérieure et extérieure, elles peuvent intégrer la prise en compte de l'ensoleillement comme dans le cas de (Richalet, 1991). (Bouvenot, 2015) met en œuvre un modèle statique dépendant de la température extérieure en complément de la plateforme de modélisation dynamique des systèmes basée sur TRNSYS qu'il a développé. Le modèle de besoins de chauffage ne rend toutefois pas parfaitement compte des variations de puissance appelée, en particulier lors d'apports internes (solaires, électriques, métaboliques...) brusques.

Entre modèles physiques dynamiques détaillés et modèles statiques simplifiés, divers modèles dynamiques simplifiés existent (physiques ou statistiques), le choix d'une représentation par analogie électrique dans la suite de cette thèse est justifié ci-après.

2.2.2 Modèle physique simplifié : choix de l'analogie électrique R_6C_2

Dans l'objectif de réduire les temps de calcul lorsqu'il s'agit de simulation couplée d'enveloppe et de systèmes, plusieurs auteurs ont proposé l'emploi d'un modèle d'enveloppe simplifié, ou « boîte-grise », par exemple avec Modelica (Baetens, et al., 2015) en se basant sur les travaux de (Bacher & Madsen, 2011). Ces modèles sont une simplification de la physique du bâtiment en regroupant les transferts et stockages de chaleur avec peu de variables d'état (capacités) et des résistances thermiques équivalentes (par exemple : déperditions par les parois opaques).

(Berthou, 2013) propose une comparaison de modèles boîte-grise R_xC_y (x étant le nombre de résistances équivalentes dans l'analogie électrique et y le nombre de capacités) et boîte-noire (réseaux de neurones, auto-régressions) pour la prévision des charges thermiques de bâtiments réels. Le modèle qu'il recherche doit être capable de reproduire le comportement de bâtiments réels

à l'aide de données mesurées, en température et en puissance. Sa comparaison aboutit au choix d'un modèle boîte-grise de type R_6C_2 pour son coût de calcul, sa précision et sa capacité à réagir physiquement à des perturbations extérieures ne faisant pas partie de la plage de données d'apprentissage. Dans les travaux originaux, il a été utilisé avec succès dans le cas de deux bâtiments tertiaires, l'un de bureaux, simulé avec TRNSYS et l'autre d'enseignement, réel et instrumenté en température et en puissance (chauffage électrique). Les paramètres R_x et C_y ont été calibrés à partir de séries temporelles (simulées ou réelles selon le cas) et la robustesse du modèle validée.

C'est ce modèle qui est choisi dans cette thèse, il a été implémenté dans Modelica ainsi que le traitement des données météo associé pour le rendre compatible avec les lecteurs de fichiers météo des bibliothèques Modelica *BuildSysPro* et *Buildings*. En raison des bases physiques sur lesquelles il repose, les valeurs des résistances et capacités peuvent être liées à différents composants du bâtiment. On présente succinctement les principes physiques et simplifications inhérentes à ce modèle ainsi que son mode de calibration dans la suite.

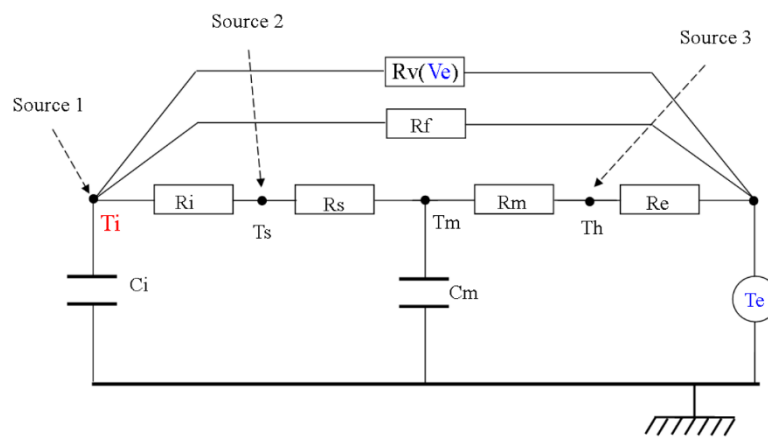


Figure 4.3 : Modèle boîte grise R_6C_2 utilisé et intégré à la plateforme Modelica, source : (Berthou, 2013)

- Capacités thermiques

Deux capacités [J/K] C_i et C_m sont utilisées, elles permettent de séparer l'enveloppe en deux masses de température homogène, l'une dite « lourde » et l'autre « légère ». En pratique C_i englobe principalement l'air intérieur et le mobilier tandis que C_m englobe plutôt la structure porteuse (murs, planchers et plafond). La calibration de ces deux paramètres est très sensible pour **reproduire la dynamique** du bâtiment lors de changements brusques de conditions extérieures (ensoleillement...) ou intérieures (relance et arrêt de chauffage...). La valeur de C_m dépend surtout du mode constructif utilisé (structure béton, bois, façade rideaux...) et C_i du volume d'air et de la quantité de mobilier (éventuellement de parois légères) présent dans le bâtiment.

- Résistances thermiques

Les résistances thermiques équivalentes [W/K] représentent la résistance du bâtiment aux déperditions thermiques et sont essentielles pour calculer la bonne valeur de besoin d'énergie annuel. La répartition entre les résistances influe sur la dynamique, par exemple les valeurs de R_s

et R_m dépendent principalement du type d'isolation (intérieure/extérieure), les flux solaires internes seront tantôt absorbés dans la masse lourde ou légère. R_f et R_v sont les résistances dues aux vitrages et à la ventilation, elles ont la particularité de directement lier la température de la capacité légère (« l'air intérieur ») avec l'air extérieur. Enfin, les résistances R_e et R_i sont directement calquées sur les résistances superficielles dont les valeurs peuvent être obtenues à partir de la réglementation thermique française.

- Sources thermiques
 - La source 1 permet d'injecter un flux de chaleur directement sur le nœud léger, il s'agit des apports de chaleur par convection tels que ceux dégagés par le métabolisme, la dissipation des consommations d'électricité spécifique ou la part convective d'émetteurs de chaleur.
 - La source 2 correspond aux gains radiatifs internes parmi lesquels on retrouve la part radiative d'émetteurs de chaleur et du métabolisme ainsi que les flux solaires traversant les vitrages.
 - La source 3 correspond aux gains radiatifs externes : apports solaires frappant les parois opaques.
- Calibration

Les paramètres du modèle R_6C_2 peuvent être obtenus de deux manières : à partir d'une calibration sur des séries temporelles ou bien à partir d'une méthode simplifiée proposée par (Berthou, 2013). La méthode par calibration est mise en œuvre dans les études de cas présentées au chapitre 5, on utilise un modèle détaillé (*Buildings*) pour simuler un bâtiment et construire le jeu de données servant à la calibration. De préférence, la calibration se fait pour des scénarios les plus « variés » possibles (en consigne de température intérieure et conditions extérieures). Elle se traduit par la minimisation des erreurs sur les trois variables suivantes :

- Température intérieure (trajectoire)
- Puissance de chauffage (trajectoire)
- Énergie de chauffage (valeur à la fin de la simulation)

La calibration à la fois en puissance et énergie permet de s'assurer qu'il n'y ait pas d'erreur systématique sur la prévision de la puissance (mais plutôt des erreurs tantôt positives tantôt négatives) pour obtenir une bonne prévision en énergie annuelle.

Un exemple de calibration de ce modèle simplifié et le test de sa validité par rapport à un modèle détaillé (*BuildSysPro*) sont présentés plus en détail dans le chapitre 5.

2.3 Modélisation des occupants et de leurs besoins

Plusieurs auteurs (Wilke, 2013) (Vorger, 2014) ont récemment montré l'importance de connaître assez finement les besoins d'eau chaude sanitaire, de chauffage et d'électricité (notamment spécifique) dans les bâtiments. Ce type de profils peut être obtenu à partir de mesures sur des logements réels ou bien modélisé. La modélisation se fait à partir de méthodes déterministes (Alanne, et al., 2010), (Bianchi, et al., 2013) ou probabilistes comme les deux premiers auteurs cités. (Bouvenot, 2015) a réalisé une présentation et une comparaison très détaillées des différentes méthodes pour représenter le comportement des occupants aussi bien pour la consommation d'électricité que pour l'eau chaude sanitaire et il conclut que les générateurs stochastiques d'occupation sont les plus adaptés à la simulation de systèmes énergétiques intégrés aux bâtiments.

Ces méthodes stochastiques dites *bottom-up* agrègent les profils temporels de consommation unitaires d'appareils électriques dont le déclenchement est activé de manière probabiliste (en général sur la base de carnets d'activités au pas de temps 10 min) pour construire les conditions aux limites internes des bâtiments liés aux occupants. En générant un grand nombre de profils d'occupation par la suite utilisés pour la simulation répétée d'un même bâtiment, ils ont montré que l'incertitude sur l'usage du bâtiment pouvait générer des consommations d'énergie en exploitation allant d'un facteur un à quatre (Vorger, 2014).

(Bouvenot, 2015) a déployé ce type d'outil dans des études en simulation de micro-cogénérateurs intégrés aux bâtiments aussi bien pour les profils de consommation d'électricité spécifique que les consommations d'eau chaude sanitaire et les profils d'occupation. Il a montré, tout comme (Hawkes & Leach, 2004), l'importance de représenter ces profils avec finesse du point de vue temporel pour évaluer la pertinence technico-économique d'un micro-cogénérateur dans un bâtiment en tenant compte des usages possibles. De plus, cet outil lui permet de différencier les charges électriques « délestables » des autres, dans un contexte de gestion de la demande active.

L'équipe Maitrise de la Demande en Énergie du Centre Efficacité énergétique des Systèmes a développé un outil de modélisation des consommations énergétiques des bâtiments à l'échelle de territoires (*Smart-E*) (Berthou, et al., 2015) permettant la génération automatique de courbes de charge électrique (en particulier l'électricité spécifique), de profils d'occupation, d'éclairage et d'eau chaude sanitaire pour l'usage résidentiel. Il s'appuie sur des données statistiques recueillies par l'INSEE permettant d'introduire un aléa en piochant dans une base de données contenant de très nombreux carnets d'activité (remplis chaque journée par des milliers de personnes). On utilise cet outil pour générer une diversité des occupants dont les profils d'activités influencent les conditions aux limites des couples cogénérateurs-bâtiments analysés. Par exemple, la présence des occupants peut conditionner les consignes de température dans le bâtiment, les consommations d'électricité, les apports thermiques internes et les soutirages d'eau chaude sanitaire qui sollicitent bien sûr directement les systèmes CVC.

2.3.1 Electricité spécifique

Les profils de consommation d'électricité spécifique obtenus intègrent les consommations des appareils électroménagers (TV, lave-linge, cuisson...) et de l'éclairage au pas de temps 10 min. La génération des profils de consommations des appareils électroménagers est réalisée à l'échelle d'une semaine puis ils sont répétés toutes les semaines, une prochaine version de *Smart-E* intégrera des profils différents chaque jour de l'année. La génération de profils tient compte du nombre d'occupants, de leur âge et de leur activité (sans emploi, actif, retraité...). Une illustration de leur diversité est présentée Figure 4.4 à partir d'un échantillon de 247 logements de taille comparable : elle montre les valeurs minimales, moyennes et maximales obtenues à chaque pas de temps parmi les 247 profils. La Figure 4.5 montre quant à elle de « vrais » profils correspondant aux consommations hebdomadaires extrêmes haute (93,7 kWh) et basse (15,7 kWh) et moyenne (46,6 kWh).

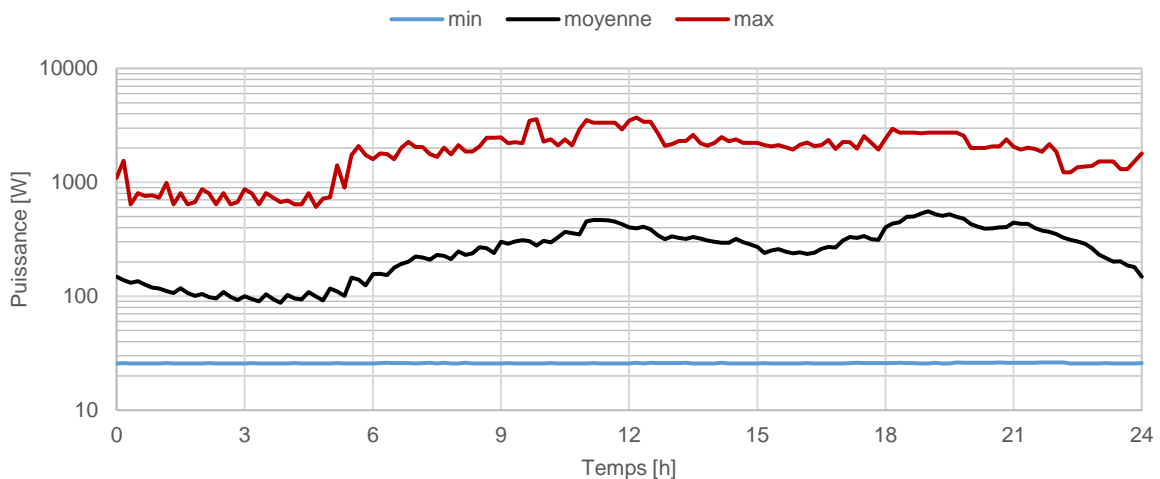


Figure 4.4 : Puissance minimale, maximale et moyenne d'électricité spécifique (hors éclairage) à chaque pas de temps parmi 247 profils correspondant à des logements simulés par Smart-E pour une journée de semaine

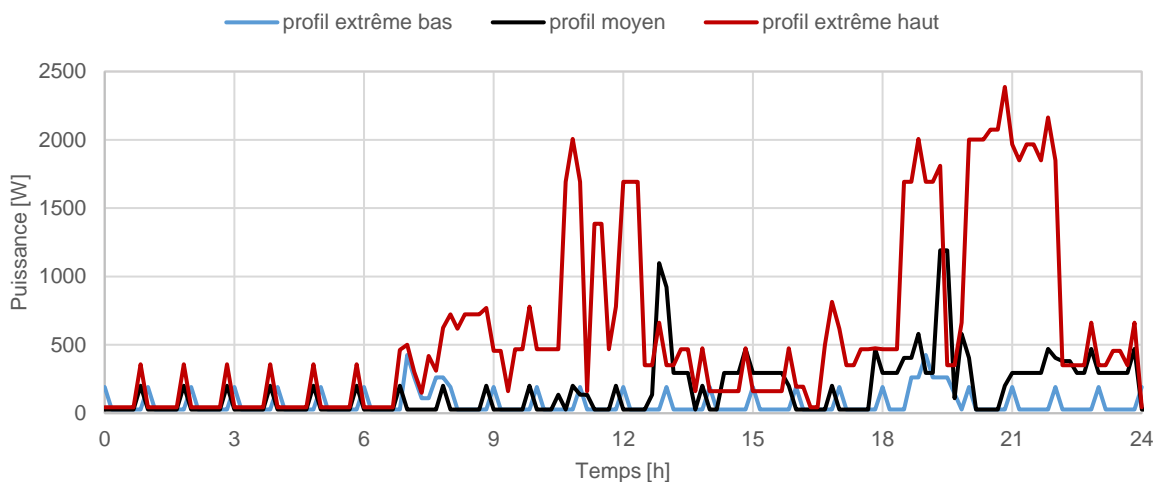


Figure 4.5 : Profils de consommation extrêmes et moyen de consommation d'électricité spécifique, sur une journée de semaine, extraits parmi 247 profils correspondant à des logements simulés par Smart-E

Le calcul des consommations d'éclairage est réalisé séparément au même pas de temps mais à l'échelle annuelle. Ce dernier dépend de la surface du logement, de l'occupation et des conditions d'ensoleillement, il est donc aussi lié à la localisation géographique.

2.3.2 Eau chaude sanitaire

Les consommations d'eau chaude sanitaire à 60 °C sont générées sur le même principe au pas de temps 10 min : à chaque pas temps un occupant peut déclencher un puisage d'eau chaude sanitaire selon son carnet d'activité et les puisages s'additionnent si plusieurs occupants utilisent simultanément de l'eau chaude sanitaire.

2.4 Modélisation des systèmes CVC

Cette partie est consacrée à la présentation des modèles des systèmes énergétiques présents dans les bâtiments aux côtés des micro-cogénérateurs. Les systèmes clés dans une installation de chauffage à eau chaude et de production d'eau chaude sanitaire avec une micro-cogénération sont :

- le(s) stockage(s) d'énergie,
- l'appoint thermique,
- la distribution (tuyauteries et vannes, éventuellement la boucle ECS),
- et les émetteurs de chaleur.

Les contraintes communes à chacun de ces modèles sont des **temps de simulation** compatibles avec la simulation énergétique annuelle, une **précision suffisante** (notamment bonne représentation des températures d'eau puisqu'elle impacte les performances du micro-cogénérateur) et un **paramétrage aisé**.

L'installation de chauffage et d'ECS ainsi assemblée dans la plateforme de modélisation est commandée par un ensemble de régulations que l'on décrit par la suite.

2.4.1 Modèle de stockages

- Stockage de chaleur

Dans les installations de micro-cogénération, le stockage thermique permet de découpler les besoins thermiques de la production afin, généralement, d'assurer une plus grande part de la production de chaleur à partir du micro-cogénérateur et recourir le moins possible à l'appoint thermique. Il peut aussi permettre de produire temporairement de l'électricité pour soulager le réseau national même si le bâtiment n'a pas de besoins thermiques à ce moment. Le système le plus couramment employé aujourd'hui est le stockage de chaleur sensible à l'aide d'un ballon d'eau. D'autres méthodes telles que le stockage latent sont en cours de développement pour les installations de chauffage à eau chaude ; ils permettent d'atteindre des densités de stockage supérieures à l'eau mais ils sont encore peu matures pour les applications de micro-cogénération (Nuytten, et al., 2013), on ne les considère donc pas dans cette thèse.

(Andlauer, 2011) puis (Bouvenot, 2015) ont réalisé une analyse très complète de différents modèles de stockage thermique avec des modèles (semi-)physiques d'un côté et des modèles empiriques de l'autre (jugés inadaptés à la SED). (Allard, et al., 2011) ont de leur côté spécifiquement comparé différents modèles physiques nodaux intégrés à TRNSYS. Parmi les modèles physiques de ballon d'eau chaude, le niveau de détail le plus grossier correspond à un **volume de contrôle unique** à température homogène et le plus fin à des **modèles zonaux**, voire de **CFD**. Les premiers sont rapides mais ne représentent pas les gradients de température dans le ballon et ne permettent donc pas de calculer précisément la température d'eau primaire dont dépend le rendement des micro-générateurs. Les seconds sont incompatibles avec les temps de simulation recherchés. **Les modèles nodaux (1D)** décomposés en strates horizontales à température homogène (généralement une dizaine) constituent selon les auteurs cités plus-haut, un compromis adapté à nos besoins.

Le stockage de chaleur peut être utilisé pour les besoins de chauffage et/ou d'eau chaude sanitaire avec un ou deux ballons, parfois plus, il est l'élément central du schéma hydraulique de l'installation. Il existe de nombreuses configurations hydrauliques proposées par les constructeurs, **le guide technique (ICEDD, 2014) présente les avantages et inconvénients de différents schémas** pour des moteurs à combustion interne dans différentes configurations de chaufferie et leur fonctionnement. **En revanche, il ne s'appuie pas sur la simulation énergétique dynamique des systèmes et du bâtiment pour les comparer quantitativement.** L'un des objectifs de la plateforme développée est de pouvoir répondre à ce type de questions, le modèle de ballon doit donc être **générique et flexible** pour pouvoir représenter tout type de configuration et être utilisé aussi bien pour les besoins de chauffage que d'ECS.

Le modèle de ballon d'eau chaude *StratifiedEnhancedInternalHex* de la bibliothèque *Buildings* correspond à ce cahier des charges. Il s'agit d'un modèle nodal dont le nombre de nœuds est réglable (minimum 4), il permet en sus d'intégrer un échangeur de chaleur dont l'entrée et la sortie peuvent être placées à n'importe quelle hauteur en tenant compte de l'inertie thermique du métal et du fluide qu'il contient. Le dimensionnement de l'échangeur se fait en indiquant la puissance échangée en fonction des conditions d'échange nominales (débit et températures d'eau des deux côtés). Le calcul des pertes thermiques vers l'ambiance est réalisé à chaque nœud en fonction de la géométrie et de la conductivité des matériaux (métal et isolant). On peut placer des sondes de température dans n'importe quels nœuds pour utiliser l'information (dans la régulation par exemple).

Puisqu'il est initialement limité à 2 connexions hydrauliques (premier et dernier nœud) en plus de l'échangeur, nous avons modifié le modèle de manière à introduire des connexions hydrauliques à n'importe quel nœud et apporter la flexibilité nécessaire à l'étude de différentes configurations hydrauliques. La Figure 4.6 illustre deux utilisations possibles du modèle, à gauche un ballon tampon d'eau primaire à 4 ports qui peut être équipé d'un échangeur serpentin interne pour la production d'ECS instantanée, à droite un ballon de production d'ECS avec bouclage chargé par un fluide primaire circulant dans le serpentin interne.

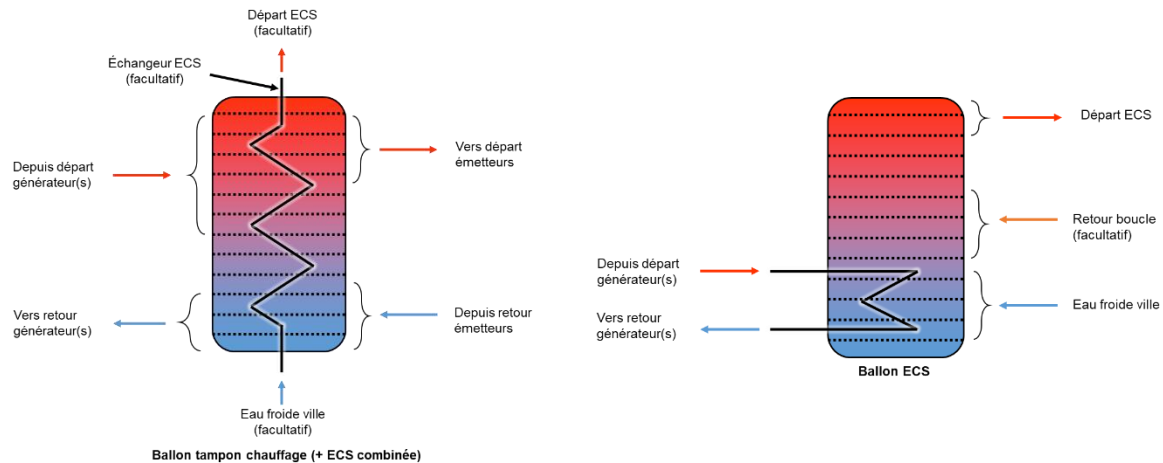


Figure 4.6 : Deux exemples d'utilisation du modèle de ballon nodal dans la plateforme développée, les emplacements des connexions hydrauliques signalées par des accolades sont indicatifs

- Stockage d'électricité

On trouve dans les travaux de (Bouvenot, 2015) et (Bianchi, et al., 2013) des propositions de modélisation de stockages électriques associés à des micro-cogénérateurs. L'objectif du stockage électrique peut être d'augmenter l'autonomie du bâtiment vis-à-vis du réseau électrique ou d'éviter l'export d'électricité produite en surplus pour la revendre aux moments les plus propices. A l'échelle de bâtiments tertiaires et résidentiels, les batteries chimiques (généralement Lithium-Ion) sont aujourd'hui les systèmes les plus matures (devant les systèmes à air comprimé et volants d'inertie par exemple). Le modèle simplifié proposé par (Bouvenot, 2015) permet de tenir compte de rendements de charge et de décharge de l'électricité ainsi que de pertes calendaires analogues aux pertes thermiques par les parois dans le modèle de ballon d'eau chaude. La capacité maximale de la batterie se dégrade au fil des cycles d'utilisation en fonction de la profondeur de décharge utilisée. Ce modèle a été transposé en langage Modelica.

2.4.2 Modèle d'appoint thermique

Les micro-cogénérateurs sont dans la grande majorité des cas accompagnés d'appoints thermiques car ils ne sont pas dimensionnés pour la puissance thermique maximale. Outre le stockage, l'appoint thermique permet de subvenir aux besoins de chauffage et/ou d'ECS lors des périodes de pointes. Puisqu'il est supposé couvrir une part minoritaire des besoins, l'appoint thermique présente typiquement une structure de coût à faible investissement, il s'agit en général d'une chaudière à condensation (gaz naturel par exemple).

La modélisation des chaudières de petite puissance (quelques dizaines à quelques centaines de kW) à destination de la simulation énergétique dynamique du bâtiment a fait l'objet de nombreux travaux dont (Blervaque, 2014) a proposé une revue. Le modèle doit permettre une représentation des **phénomènes transitoires**, des **déperditions par les fumées** (sensible et latente) et à **travers l'enveloppe** ainsi qu'être adapté à la **modulation de puissance**.

L'un des modèles les plus connus est celui proposé par (Haller, et al., 2010), il s'agit d'un modèle « unifié » semi-physique et dynamique de chaudière utilisant des combustibles de diverses natures. Il permet de tenir compte de la plupart des phénomènes et pertes intervenant dans les chaudières, y compris à condensation, de manière détaillée. En revanche, il nécessite des données expérimentales très complètes auxquelles nous n'aurons pas systématiquement accès afin de calibrer les paramètres empiriques.

(Blervaque, 2014) a proposé un modèle semi-empirique plus simple mais précis de chaudière à condensation, paramétrable à partir du jeu de données fourni par la base ATITA (base renseignée par les constructeurs notamment sur la base d'essais normatifs). Cette base est aussi utilisée par le modèle de chaudière de la réglementation thermique 2012. Il permet de calculer les performances en régime transitoire et à charge thermique partielle (*PLR*) en tenant compte des principaux postes de pertes (y compris par les parois) à partir de points d'essais normatifs et d'informations constructeurs, la plupart des chaudières du marché sont donc modélisables facilement. Ce modèle, initialement implémenté dans la bibliothèque *BuildSysPro* a été mis aux standards Modelica dans le cadre de la thèse. Il peut ainsi être combiné aux autres modèles de la bibliothèque *Buildings* et aux micro-cogénérateurs pour étudier différentes architectures hydrauliques. Nous avons au passage introduit une gestion plus fine du circulateur de la chaudière en ajoutant un régulateur PI, le contrôlant en fonctionnement normal de la chaudière pour maintenir l'écart de température entrée-sortie à une valeur de consigne réglable. Cette stratégie permet de profiter des gains de consommation des circulateurs à vitesse variable en modulant la vitesse de rotation en fonction de la puissance produite par la chaudière. Le schéma bloc du modèle de chaudière est donné ci-après (Figure 4.7).

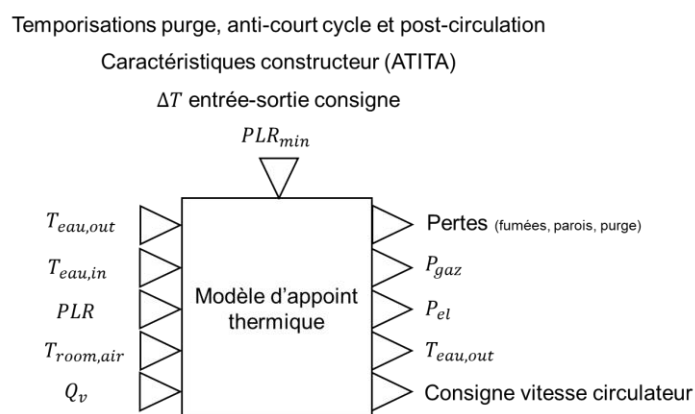


Figure 4.7 : Schéma bloc du modèle d'appoint adapté de (Blervaque, 2014)

2.4.3 Modèle de distribution et d'émission

Pour modéliser l'intégralité de l'installation, des composants unitaires de la bibliothèque *Buildings* sont assemblés comme les circulateurs, émetteurs, tubes et vannes (2 ou 3 voies). On présente les grandes lignes de ces modèles, pour plus de précisions on renvoie à la documentation de la bibliothèque. Dans nos travaux, le modèle de fluide (eau) utilisé est de type incompressible et le coefficient c_p constant.

- Circulateur

Le modèle de circulateur de la bibliothèque *Buildings (SpeedControlled_Nrpm)* calcule la consommation d'énergie électrique de la pompe à partir de la différence de pression ΔP , du débit volume Q_v que doit fournir le circulateur et de sa vitesse de rotation. Il est piloté par une consigne de vitesse de rotation N . L'utilisateur doit fournir des données caractéristiques fournies par les fabricants comme les lois pression-débit $Q_v = f(\Delta P)$ et l'évolution du rendement en fonction du débit $\eta = f(Q_v)$ ainsi que la vitesse de rotation nominale à laquelle sont données ces caractéristiques afin de calculer les performances à vitesse non-nominale. Le calcul de la puissance hydraulique à vitesse de rotation non-nominale dépend du cube du ratio des vitesses N/N^{nom} . Le point de fonctionnement du circulateur est calculé itérativement à chaque pas de temps à partir de la caractéristique du réseau hydraulique. Le schéma bloc est donné Figure 4.8.

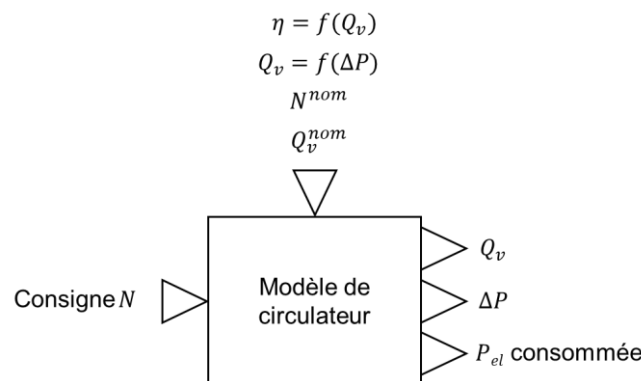


Figure 4.8 : Schéma bloc du modèle de circulateur de la bibliothèque Modelica Buildings

- Emetteur

Le paramétrage du modèle d'émetteur de la bibliothèque *Buildings (RadiatorEN442-2)* se fait sur la base des données des fabricants selon la norme EN 442-2 : il s'agit de la puissance échangée aux conditions nominales (températures et débit). Les masses d'eau et de métal dans le radiateur permettent le calcul de l'émission en régime transitoire. Un exposant d'émission n (1,2-1,3 typiquement pour un radiateur statique à eau chaude) permet le calcul de la puissance échangée en conditions non-nominales. Un facteur quantifie la part d'émission se faisant entre le radiateur et l'ambiance sous forme convective avec la température d'air $T_{room,air}$, et sous forme radiative avec la température radiative de la pièce $T_{room,rad}$. Par simplification, cette part est considérée fixe quelle que soit la température de surface du radiateur (physiquement, elle dépend des températures de surface du radiateur, d'air et radiative de la pièce).

Dans le modèle, le radiateur est discrétisé en éléments de taille identique dont la température est considérée homogène (eau et métal), un bilan thermique dynamique est réalisé sur chacun des éléments. Ce modèle n'intègre cependant pas les pertes de charge, il faut ajouter une résistance hydraulique en série du radiateur pour en tenir compte et éventuellement réaliser un équilibre statique entre radiateurs.

La représentation en schéma bloc de la Figure 4.9 permet de simplifier la présentation du modèle et est donc causale (entrées/sorties), cependant le modèle implémente les connecteurs standards de Modelica. Pour le calcul de l'échange thermique, les ports thermiques Modelica connectent des potentiels, le flux de chaleur et son sens dépendent de la différence de potentiel entre les deux connecteurs (par exemple l'air de la pièce et la surface du radiateur).

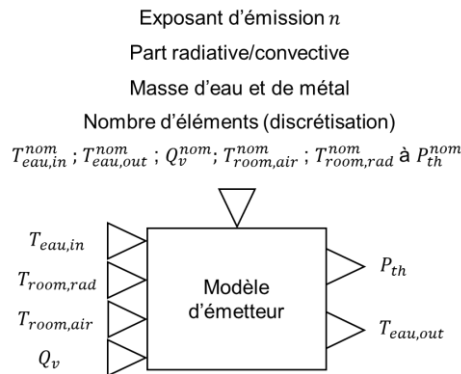


Figure 4.9 : Schéma bloc du modèle d'émetteur basé sur les informations fabricants selon la norme EN 442-2 de la bibliothèque Modelica Buildings

Dans toutes les études de cas, on a regroupé les émetteurs des bâtiments en un seul émetteur équivalent dont la puissance et le débit d'eau sont la somme de tous les radiateurs. Les conditions nominales de température sont identiques (on suppose qu'ils sont dimensionnés correctement sur le même régime de température). Cette simplification permet un gain de temps de calcul pour réaliser des simulations annuelles et elle est cohérente avec la simulation monozone de l'enveloppe mais ne permet donc pas d'observer d'éventuels défauts d'équilibrage hydraulique ou de régulation terminale.

- Tuyauterie

Selon le niveau de détail souhaité, qui dépend de la connaissance de la géométrie réelle du réseau hydraulique, on a décidé d'employer deux modèles différents de tuyauteries.

- Dans le cas où l'on connaît assez précisément le tracé du réseau hydraulique, on utilise un modèle de tuyaux assez détaillé (*Pipe*) qui permet de tenir compte des pertes thermiques avec l'ambiance en fonction de la géométrie du tube, de l'isolant et des températures d'eau et d'air. Le tube est discrétisé en segments à température homogène et on réalise un bilan énergétique dynamique sur chacun de ses segments. Cela permet de tenir compte de l'inertie apportée par l'eau contenue dans les tuyauteries. La perte de charge régulière causée par le tube est calculée à partir de la rugosité du tube et de sa géométrie.
- Dans le cas où l'on ne connaît rien du tracé du réseau hydraulique, on utilise un modèle simplifié statique de tube (*FixedResistanceDpM*) qui ne tient compte que des pertes de charge sous la forme d'une résistance pure ($\Delta P = z \cdot Q_v^2$) afin de permettre un calcul approximatif des consommations de pompe. Il ne tient pas compte des pertes thermiques ni du stockage de chaleur.

- Vannes

Les vannes 2 et 3 voies sont modélisées à l'aide des composants *ThreeWayEqualPercentageLinear* et *TwoWayEqualPercentage* de la bibliothèque *Buildings*. En spécifiant les caractéristiques des vannes à pleine ouverture (ΔP et Q_v nominaux), le modèle calcule la perte de charge de la vanne en fonction de l'ouverture demandée et du débit (illustration du modèle de vanne 2 voies, Figure 4.10). En réalité, la résolution du point de fonctionnement hydraulique est réalisée en itérant avec le modèle de circulateur et l'ensemble des autres éléments hydrauliques. La réponse de l'ouverture réelle par rapport à la consigne d'ouverture peut être retardée par un système du second ordre pour modéliser la dynamique du moteur ou d'une cire le cas échéant.

La consigne d'ouverture est obtenue par un régulateur externe :

- Dans le cas des vannes thermostatiques, on assimile la tête thermostatique à un régulateur proportionnel de bande proportionnelle 0,5 K qui régule l'ouverture en fonction de l'écart de température entre la température d'air mesurée et la consigne. En réalité, la réponse des têtes thermostatiques en ouverture en fonction de cet écart de température est non linéaire (Slavu, et al., 2007). De plus, la température d'air lue par la tête thermostatique peut être influencée par la température même du radiateur (Cyssau, 2010). Toutefois, ce niveau de détail ne paraît pas cohérent avec la faible précision des autres informations dont nous disposons généralement sur le bâtiment et ses équipements.
- Dans le cas des vannes 3 voies, que l'on utilise majoritairement en mélange pour réguler le départ d'un circuit d'émetteurs, un régulateur PI contrôle l'ouverture de la vanne pour maintenir la consigne (loi d'eau de chauffage par exemple).

Dans les études de cas, afin d'obtenir une autorité de régulation correcte de la vanne par rapport au circuit qu'elle régule, il faut veiller à ce que sa perte de charge soit du même ordre que celle du circuit régulé.

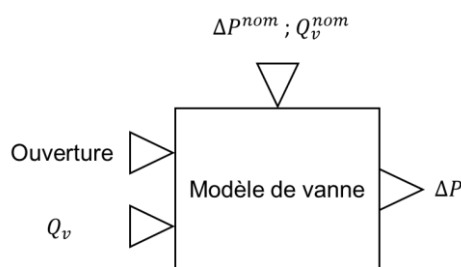


Figure 4.10 : Schéma bloc du modèle de vanne 2 voies

2.4.4 Régulation de l'ensemble

Les régulations des systèmes sont spécifiques à chacune des études de cas et donc de l'assemblage qui en est réalisé. On présente au début de chaque étude (chapitre 5) le principe de régulation du micro-cogénérateur et des boucles de chauffage et de production d'eau chaude sanitaire.

2.5 Synthèse

Dans cette partie, nous avons sélectionné un environnement de développement pour la plateforme de modélisation des micro-cogénérateurs intégrés aux bâtiments. Elle permet la simulation énergétique dynamique à des pas de temps infra-horaire sur une année et donc une bonne représentation des énergies et puissances en jeu. Elle permet la modélisation-simulation couplée des systèmes, de l'enveloppe et de leur régulation ainsi qu'une représentation réaliste de l'hydraulique (pression) et des températures. L'environnement Modelica permet de prototyper rapidement de nouveaux modèles et assemblages pour tester aisément de nombreuses configurations de réseaux hydrauliques de systèmes CVC intégrant des micro-cogénérateurs.

Nous avons ensuite présenté le modèle d'enveloppe semi-physique utilisé qui repose sur une analogie électrique résistance-capacité du comportement du bâtiment ; il peut être calibré à partir de mesures sur des bâtiments réels ou bien à partir de résultats obtenus sur un modèle physique détaillé. L'intérêt d'utiliser un modèle R_0C_2 est le temps de calcul qui est critique lorsque l'enveloppe est couplée avec les systèmes et des régulations réalistes.

Enfin, nous avons présenté synthétiquement les hypothèses des modèles de systèmes retenus qui sont issus (et dans certains cas adaptés) des bibliothèques Modelica *BuildSysPro* et *Buildings*.

Cette plateforme de modélisation sera utilisée au chapitre 5 pour traiter certaines questions soulevées au chapitre 2 au travers d'études de cas : en particulier le choix du schéma d'installation et de sa régulation.

Afin de produire des résultats fiables, on se propose de comparer dans la partie suivante les résultats obtenus en simulation avec des résultats mesurés sur le terrain à deux échelles :

- à l'échelle d'un composant : un micro-cogénérateur Stirling MicroGen comme celui testé et modélisé par (Bouvenot, et al., 2014) à l'INSA de Strasbourg, travaux sur lesquels repose le modèle développé au chapitre 3,
- à l'échelle d'un bâtiment muni de cette même micro-cogénération.

3 Éléments de validation des résultats de la plateforme à deux échelles temporelles : infra-journalière et annuelle

L'objectif de cette partie est d'apporter des éléments de validation de la plateforme de modélisation. On se propose de comparer des résultats de simulation de notre plateforme avec ceux de campagnes de mesure réalisées par Engie sur plusieurs micro-cogénérateurs Stirling.

On découpe la comparaison de notre plateforme en deux temps :

- D'abord dans la partie 3.1 : validation du seul modèle de moteur Stirling sur des séquences de fonctionnement types et en conditions dynamiques (températures de retour et appels de puissance variables).
- Ensuite dans la partie 3.2 : comparaison d'indicateurs de fonctionnement annuels (énergies produite et fournie...) à l'échelle d'un bâtiment équipé d'un micro-cogénérateur Stirling et appoint intégré chaudière gaz condensation (« écogénérateurs » type De Dietrich Hybris Power ou Viessmann Vitotwin 300-W, dotés du même moteur Stirling). On réalise une inter-comparaison des performances annuelles simulées et mesurées de plusieurs bâtiments réels équipés de ces systèmes. On intègre les résultats de la plateforme de modélisation de (Bouvenot, 2015) qui est la plus proche de celle que nous avons développée pour analyser d'éventuelles différences.

3.1 Confrontation du modèle de micro-cogénération Stirling 1 kW_{el} sur des essais in-situ pour des journées-types de fonctionnement

3.1.1 Méthodologie

Afin d'ajouter du crédit au modèle numérique du moteur Stirling développé par (Bouvenot, et al., 2014) ainsi qu'à son implémentation dans Dymola, les résultats calculés par le modèle sont comparés à des séquences de fonctionnement variées (température de retour, charge constante ou intermittente, absence ou fonctionnement simultané de l'appoint...) d'une durée d'une journée. Engie a réalisé plusieurs suivis de terrain de micro-cogénérateurs De Dietrich et Viessmann à moteur Stirling intégrés dans des bâtiments résidentiels et tertiaires sur de longues périodes. Cet « écogénérateur » intègre le moteur Stirling et l'appoint thermique, en série. En particulier, un suivi a eu lieu sur un bâtiment administratif à Nanterre (Hssaini, 2013). Les consommations de gaz et productions électriques de l'écogénérateur ont été mesurées toutes les minutes pendant plusieurs mois ainsi que les températures et débits. L'équipement de mesure de l'écogénérateur est présenté sur la Figure 4.11. On note sur la figure que l'instrumentation ne comporte pas de sonde de température intermédiaire à la sortie du Stirling/en entrée de l'appoint : on ne peut pas directement isoler la puissance thermique produite par chacun des deux appareils. Tout comme on ne peut pas isoler directement la consommation de gaz de chacun des deux appareils.

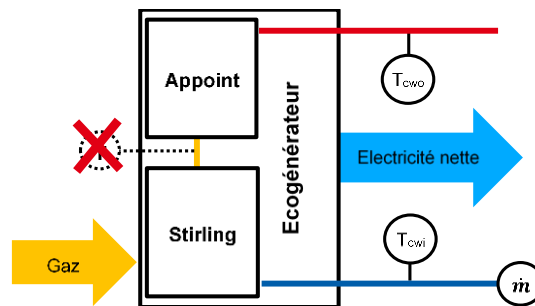


Figure 4.11 : Schéma simplifié de la métrologie équipant l'écogénérateur en field-test à Nanterre

3.1.2 Estimation des grandeurs non mesurées

Compte-tenu de la conception de l'appareil sous forme de « package » prêt à poser, la mesure de certaines grandeurs ne peut être faite directement. Ainsi, la consommation totale de gaz de l'appareil est mesurable, donc il faut prévoir de différencier par le calcul la consommation de gaz inhérente au Stirling de celle du brûleur d'appoint. De manière similaire, la production thermique issue de l'appoint ne peut pas être mesurée séparément de celle du Stirling étant donné que l'eau traverse les deux échangeurs de chaleur en série, et que les mesures de température sont seulement situées en entrée ($T_{cw,i}$) et sortie ($T_{cw,o}$) de l'ensemble du bloc écogénérateur. Enfin, sur la partie électrique, seule la puissance nette produite par l'écogénérateur est mesurée, on pourra donc valider la prévision de puissance nette du modèle mais il sera impossible de valider celle de production électrique brute.

Pour comparer les résultats du modèle aux suivis de terrain, plusieurs hypothèses sont donc formulées :

- Etat et puissance gaz de l'appoint

Puisqu'on dispose du débit volume de gaz alimentant l'écogénérateur dans son ensemble, on peut obtenir la puissance gaz totale. Il est nécessaire de moyenner les mesures sur plusieurs pas de temps (7 minutes) pour lisser les valeurs lues et les rendre exploitables, on peut alors identifier deux régimes de puissance. D'abord un ensemble de points pour lesquels la puissance consommée moyenne est d'environ 6,2 kW (PCI) (aucune valeur ne dépassant 6,5 kW (PCI) puis d'autres points de puissance variable supérieure. Ce seuil correspond au fonctionnement seul du moteur Stirling (dont la puissance nominale annoncée par le constructeur est proche de cette valeur). Au-delà de ce seuil, on soustrait la puissance gaz moyenne du Stirling à la valeur mesurée pour obtenir la puissance de l'appoint (équation 1).

$$P_{gaz}^{aux} = \begin{cases} P_{gaz}^{tot} - \hat{P}_{gaz}^{Stirling} & \text{si } P_{gaz}^{tot} > \hat{P}_{gaz}^{Stirling} \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (1)$$

- Puissance thermique appoint

Le modèle d'appoint gaz de l'Hybris Power développé par (Bouvenot, et al., 2014) ne permet pas de représenter le comportement modulant observé sur l'appoint équipant la machine du field-test. Etant donné que l'on souhaite avant tout caractériser les performances du Stirling, il n'est pas intéressant de chercher à caractériser les performances de l'appoint gaz finement. En première approche, on peut considérer que sur un appoint gaz récent à condensation comme celui équipant l'Hybris Power, le rendement de la machine est supérieur à 100 % PCI en conditions stationnaires à basse température de retour. Cependant, une observation a priori des mesures du field-test révèle que les températures de fonctionnement sont plus proches de 50 voire 60 °C que de 30 °C. De plus, les phénomènes dus au cyclage peuvent dégrader le rendement. Un rendement constant de 94 % PCI est donc choisi comme valeur de référence : c'est une valeur de rendement saisonnier couramment utilisée par Engie à partir de retours d'expérience. On utilise la puissance gaz PCI de l'appoint déterminée dans la partie précédente.

Pour évaluer l'impact de cette hypothèse de rendement, on pourra comparer les erreurs de prévision sur la température de sortie lors des phases de fonctionnement de l'écogénérateur avec appoint et sans appoint. On verra que l'erreur augmente lors des phases de fonctionnement de l'appoint mais que celle-ci reste convenable.

- Puissance thermique du moteur Stirling

La puissance thermique du moteur Stirling seul $\dot{Q}_{HX}^{Stirling}$ est calculée en soustrayant la puissance thermique de l'appoint \dot{Q}_{HX}^{aux} à la puissance thermique totale de l'écogénérateur \dot{Q}_{HX}^{tot} (équation 2),

obtenue par mesure de température $T_{cw,i}$, $T_{cw,o}$ et de débit \dot{m}_{cw} , en faisant l'hypothèse d'un c_p constant de $4186 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

$$\dot{Q}_{HX}^{Stirling} = \begin{cases} \dot{Q}_{HX}^{tot} - \dot{Q}_{HX}^{aux} & \text{si } P_{gaz}^{aux} > 0 \\ \dot{Q}_{HX}^{tot} & \text{sinon} \end{cases} \quad (2)$$

- Puissance gaz moteur Stirling

Lorsque l'appoint ne fonctionne pas, la valeur réelle de la puissance gaz du moteur Stirling peut être calculée sans hypothèse supplémentaire. En revanche, lorsque l'appoint est allumé, la puissance gaz du moteur Stirling est fixée à sa moyenne observée sur les phases de fonctionnement seul (équation 3).

$$P_{gaz}^{Stirling} = \begin{cases} \hat{P}_{gaz}^{Stirling} & \text{si } P_{gaz}^{aux} > 0 \\ P_{gaz}^{tot} & \text{sinon} \end{cases} \quad (3)$$

En conséquence, la prédiction de la puissance (et de l'énergie) gaz consommée par le moteur Stirling est entachée d'une erreur provenant du seuil choisi pour séparer la consommation de l'appoint de celle du moteur. Cette erreur sera d'autant plus importante en énergie que la séquence choisie comportera un temps de fonctionnement de l'appoint important. On pourra encore une fois comparer l'erreur de prévision en énergie gaz sur les phases avec et sans fonctionnement de l'appoint.

- Etat du moteur Stirling (allumé ou éteint)

L'état du moteur Stirling est déterminé à partir de la consommation de gaz naturel, lorsque celle-ci est non-nulle, on considère le moteur en marche. Cette hypothèse est tout à fait acceptable car la régulation de l'écogénérateur donne toujours la priorité au fonctionnement du moteur. Etant donné que le pas de temps d'acquisition des mesures est d'une minute tandis que les retards de production électrique et thermique lors d'un démarrage sont du même ordre de grandeur, il ne sera pas possible de les valider.

- Température intermédiaire : sortie du moteur Stirling

La température de sortie du moteur Stirling situé en amont de l'appoint n'est pas non plus mesurée, pourtant il est utile de la comparer avec la prévision du modèle.

On distingue deux cas :

- Lorsque l'appoint ne fonctionne pas, on fait l'hypothèse que la température de départ du moteur Stirling est égale à la température de départ de l'écogénérateur. On néglige d'éventuelles pertes thermiques ayant lieu entre la sortie du moteur et celle de

l'écogénérateur, principalement dans le corps de chauffe de l'appoint, celles-ci sont généralement très faibles. Par contre, l'hypothèse devient plus forte lors des phases suivant l'arrêt de l'appoint : la température élevée du corps de chauffe permet de récupérer de l'énergie dans l'eau de chauffage, la température de départ Stirling réelle est alors plus faible que celle $T_{cw,o}$.

- Lorsque l'appoint fonctionne, on corrige $T_{cw,o}$ selon l'équation 4.

$$T_{\text{départ}}^{\text{Stirling}} = \begin{cases} T_{cw,o} - (T_{cw,o} - T_{cw,i}) * \frac{\dot{Q}_{HX}^{aux}}{\dot{Q}_{HX}^{\text{tot}}} & \text{si } P_{\text{gaz}}^{aux} > 0 \\ T_{cw,o} & \text{sinon} \end{cases} \quad (4)$$

C'est cette température que l'on compare au modèle. Lors des phases de fonctionnement avec appoint, elle est donc entachée d'une erreur correspondant aux hypothèses précédentes.

3.1.3 Correction des données mesurées

Les données mesurées sont traitées de la manière suivante :

- Mesure gaz

Résolution

Le débit volume est mesuré (index) par un compteur gaz standard d'une résolution de 10 dm³. Etant donné qu'une mesure est effectuée toutes les minutes, la résolution de la puissance gaz calculée est grossière. La puissance gaz est donc moyennée sur 7 minutes pour chaque valeur (3 minutes avant, 3 minutes après et la minute considérée).

Correction CNTP

Les conditions de field-test ne sont pas les conditions normales de température et de pression, on effectue donc une correction du débit de gaz lu sur le compteur en fonction de ces deux variables. Cependant, elles ne sont pas mesurées en continu sur le site. Le CRIGEN indique que la température de la chaufferie est proche des conditions intérieures, en estimant que la température du gaz est égale à celle de la chaufferie, on considère une valeur de 20 °C. La pression relative d'alimentation standardisée pour ce type d'installation est de 20 mbar, on prendra cette valeur constante. La sensibilité à ces hypothèses pourra être étudiée.

Enfin, le PCS est communiqué à intervalle irrégulier par le distributeur de gaz naturel ; sa variabilité est faible et on le considère constant à une valeur de 11,06 kWh/m³(n).

Aucune information n'est fournie sur l'incertitude relative ou absolue de ce compteur.

- Mesure de débit d'eau

La résolution du compteur d'eau est de 1 L. En conséquence, les débits mesurés, situés entre 10 et 20 L/min sont relativement imprécis et très variables d'un pas de temps d'acquisition à l'autre. On effectue donc un lissage sur 7 minutes identique à celui opéré pour le gaz, ce qui permet de diminuer l'erreur relative due à la résolution. Pour un débit mesuré de 10 L/min avec un pas de temps d'acquisition, on passe de 10 % (1/10) à 1,4 % (1/70).

3.1.4 Indicateurs de comparaison retenus

La comparaison des indicateurs permettra de juger de la validité du modèle de moteur Stirling sur des fonctionnements réalistes. On cherche en priorité à obtenir des énergies gaz, thermique et électrique nette cohérentes. La prévision de la température de départ du moteur est aussi importante lorsque le modèle est intégré à un bâtiment équipé d'un stockage d'eau chaude et d'émetteurs dont les coefficients d'échange sont dépendants de la température d'eau.

- Energies combustible, gaz et thermique journalières

Pour chaque journée type sur laquelle la comparaison est réalisée, on compare l'erreur relative entre la valeur mesurée ou calculée avec les données d'essai et la valeur obtenue en simulation (équation 5).

$$\text{Erreur relative énergie [\%]} = \frac{E_{Stirling}^{field-test} - E_{Stirling}^{modèle}}{E_{Stirling}^{field-test}} \quad (5)$$

- Température de départ moteur et puissance thermique

Le calcul de la MAE (équation 6) permet d'obtenir la moyenne des écarts de température (en valeur absolue) lors des phases de fonctionnement du Stirling.

$$MAE [K] = \frac{\sum_1^N \text{abs}(T_{Stirling}^{départ,field-test} - T_{Stirling}^{départ,modèle})}{N} \quad (6)$$

Avec N le nombre de points de mesures sur lequel est calculée la MAE. La valeur de la MAE obtenue peut être directement comparée aux incertitudes de mesure du capteur de température de départ.

Comme expliqué en 3.1.3, la température de départ du moteur Stirling est entachée d'erreur en particulier lorsque l'appoint est en fonctionnement, on pourra donc distinguer une valeur de MAE obtenue sur l'ensemble de la durée de fonctionnement du moteur Stirling (appoint compris) et une valeur de MAE calculée seulement sur les phases où le moteur fonctionne seul.

La MRE permet d'obtenir une image de la capacité de prévision de la puissance thermique instantanée. On calcule l'erreur de mesure de température ramené à l'écart de température entre le

retour et le départ du moteur (équation 7). Dans le cas du moteur Stirling, l'écart retour/départ usuel est d'environ 5 à 7 K. Etant donné que la température de retour, le débit d'eau et le c_p sont identiques en field-test et dans le modèle, la MRE est bien représentative de l'erreur en puissance.

$$MRE [\%] = \frac{\sum_1^N \text{abs}\left(\frac{T_{Stirling}^{\text{départ,field-test}} - T_{Stirling}^{\text{départ,modèle}}}{T_{Stirling}^{\text{départ,field-test}} - T_{Stirling}^{\text{retour}}}\right)}{N} \quad (7)$$

On calcule la moyenne des valeurs absolues de l'écart relatif sur la température de départ mesurée et simulée. L'écart de température étant tantôt négatif, tantôt positif, les erreurs auront tendance à se compenser lorsque l'on calcule l'écart de prévision de l'énergie thermique sur une journée. La MRE sur la température de départ apporte alors une information complémentaire.

3.1.5 Résultats illustrés sur une journée type

Dans cette partie, on a choisi d'analyser les résultats de la comparaison sur une journée type avec peu de lancements de l'appoint ; ils sont mis en regard des hypothèses prises, notamment sur la production de l'appoint. On présente en annexe 3 le script de traitement automatisé des données expérimentales et du modèle.

- Température de départ et puissance thermique

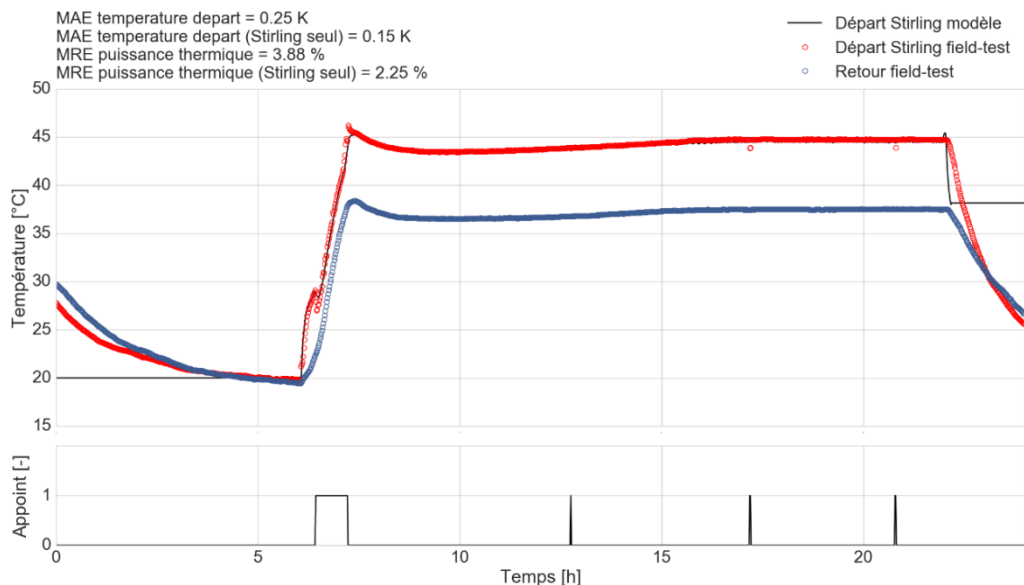


Figure 4.12 : Comparaison du fonctionnement entre field-test et modèle pour la journée du 10/11/2012

Plusieurs observations sur la Figure 4.12 :

- Tout d'abord, la MAE et la MRE ne sont calculées que sur la phase de fonctionnement du Stirling, ici entre ~6 h et ~22 h. Les variations de température observées avant et après ne sont imputables qu'au refroidissement des capteurs et de l'eau stagnante environnante. On

ne cherche pas à modéliser ces phénomènes. Lorsque la courbe du modèle est parfaitement horizontale cela signifie qu'aucun débit ne circule dans le Stirling, les températures mesurées et modélisées ne peuvent pas être comparées.

- Visuellement, la dynamique de démarrage et la partie stationnaire semblent bien représentées. Lors de la phase d'arrêt, vers 22 h, la température décroît plus vite dans le modèle. La raison en est que le circulateur réel s'arrête de fonctionner dès l'arrêt de la machine. A l'inverse, le modèle calibré sur les mesures de l'INSA Strasbourg intègre un post-refroidissement, ce qui conduit à faire fonctionner la pompe de circulation quelques minutes après l'arrêt pour libérer la chaleur restante ce qui fait diminuer rapidement la température de départ. Ce phénomène n'intervient que durant 13 min et a un impact faible sur la production thermique journalière.
 - Au cours de cette journée l'appoint fonctionne peu, sauf lors du démarrage. Cela permet d'isoler de longues séquences de production thermique sans appoint et évite les erreurs liées aux hypothèses sur l'appoint.
 - La valeur de MAE est faible avec ou sans appoint et est proche des incertitudes types des capteurs de température. Rappelons que l'on ne connaît pas les incertitudes de mesure des sondes installées sur le field-test.
 - La valeur de MRE sur la puissance thermique permet de valider le potentiel de prévision du modèle dans des phases de fonctionnement réalistes.
 - Les résultats de MAE et MRE sont meilleurs lors des phases de fonctionnement sans appoint donc nos hypothèses prises sur les performances et/ou le fonctionnement de l'appoint dégradent les indicateurs. En particulier, le calcul de la température de sortie du moteur est fortement influencé par ces hypothèses. Elles semblent cependant raisonnables car les indicateurs restent corrects.
- Énergies journalières

	Energie gaz (PCS)	Energie thermique	Energie électrique nette
Mesures [kWh]	116,0	92,0	14,3
Modèle [kWh]	113,8	89,5	12,9
Erreur relative [%]	1,9	2,7	9,6

Tableau 4.1 : Tableau comparatif des énergies journalières produites et consommées par le moteur Stirling entre mesures et modèle – journée du 10/11/2012

Les résultats obtenus (Tableau 4.1) en énergie sont proches entre modèle et mesures pour l'énergie thermique et l'énergie combustible (gaz). En revanche, la production électrique prédite est nettement plus faible dans le modèle, plusieurs explications peuvent être avancées :

- Les incertitudes de mesure du compteur électrique. Cependant les incertitudes sur le comptage électrique sont généralement de l'ordre du pourcent et non de 10 %.
- La machine testée en laboratoire était un prototype pré-commercial, ses performances peuvent être inférieures à la version installée sur le terrain (plus récente).
- La machine testée en laboratoire ayant servi à la calibration du modèle a pu être équipée d'auxiliaires moins efficaces, ce qui ampute la production électrique nette à production brute égale.
- L'exemplaire de laboratoire, plus ancien, a connu de légères fuites de fluide de travail (hélium) comme ce fut le cas sur d'autres séries avec pour conséquence de diminuer la puissance électrique.

Le paramétrage du modèle montre que la production électrique nette théorique dans des conditions stationnaires avec températures de retour de 40 °C est d'environ 830 W (selon débit d'eau) tandis qu'on constate en field-test une production quasi-constante de 900 W.

La conséquence de cette différence, faible en valeur absolue (moins de 70 W), est que les simulations sous-estiment la production électrique de l'écogénérateur. L'erreur absolue sur le rendement électrique est d'environ 1 point de rendement. Les autres journées étudiées présentent toutes des erreurs inférieures à celles observées dans ce cas : de 4 à 9 %.

- Influence des hypothèses sur les résultats

On discute en annexe 3 de l'influence des hypothèses que nous avons prises dans cette partie (rendement de l'appoint, valeur du PCS) sur les résultats. Il faut retenir qu'elle est faible.

3.1.6 Synthèse des résultats sur l'ensemble des journées types

Dans cette section, on présente de manière plus synthétique les résultats pour 4 autres journées sélectionnées, il y en a une par mois jusqu'en avril 2013. Nous avons choisi des journées dont les données étaient suffisamment propres (l'enregistrement étant parfois incomplet) et diversifiées en termes de température d'eau et de cycles de marche/arrêt. Au-delà d'avril 2013 le chauffage est arrêté sur le site lequel n'a pas de besoins d'eau chaude sanitaire.

- Température de départ et puissance thermique

Les quatre journées de 2013 sont illustrées sur les graphiques Figure 4.13 à Figure 4.16. Les températures de retour sont très variables (entre 20 et 65 °C) et on observe des phases avec des variations rapides de température de retour ainsi que des phases à température quasi-constante.

02/01/2013

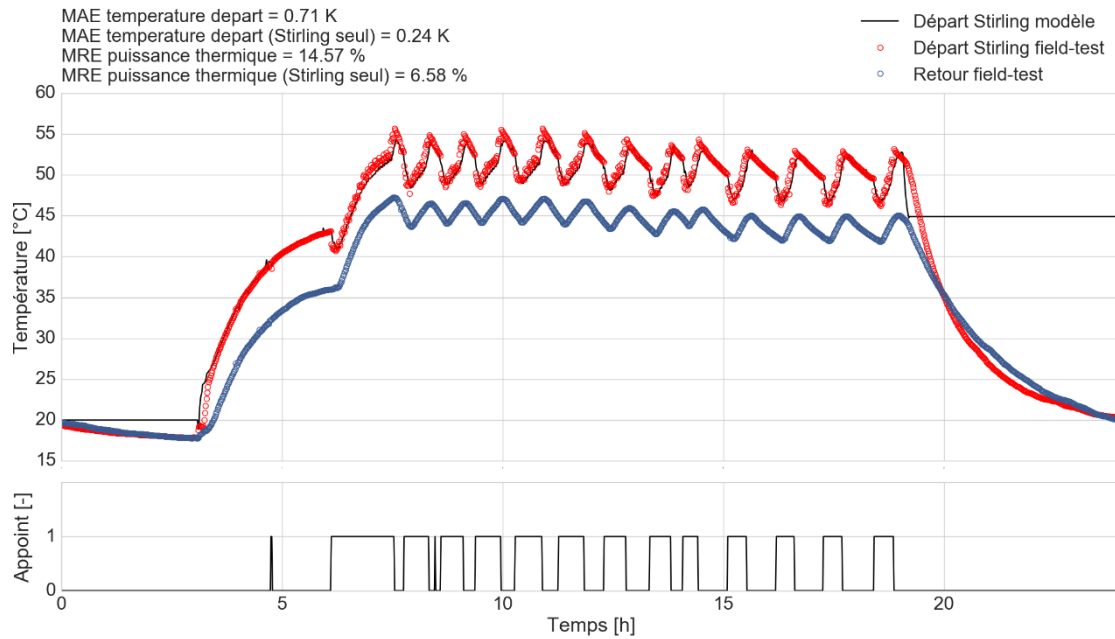


Figure 4.13 : Comparaison du fonctionnement entre field-test et modèle pour la journée du 02/01/2013

13/02/2013

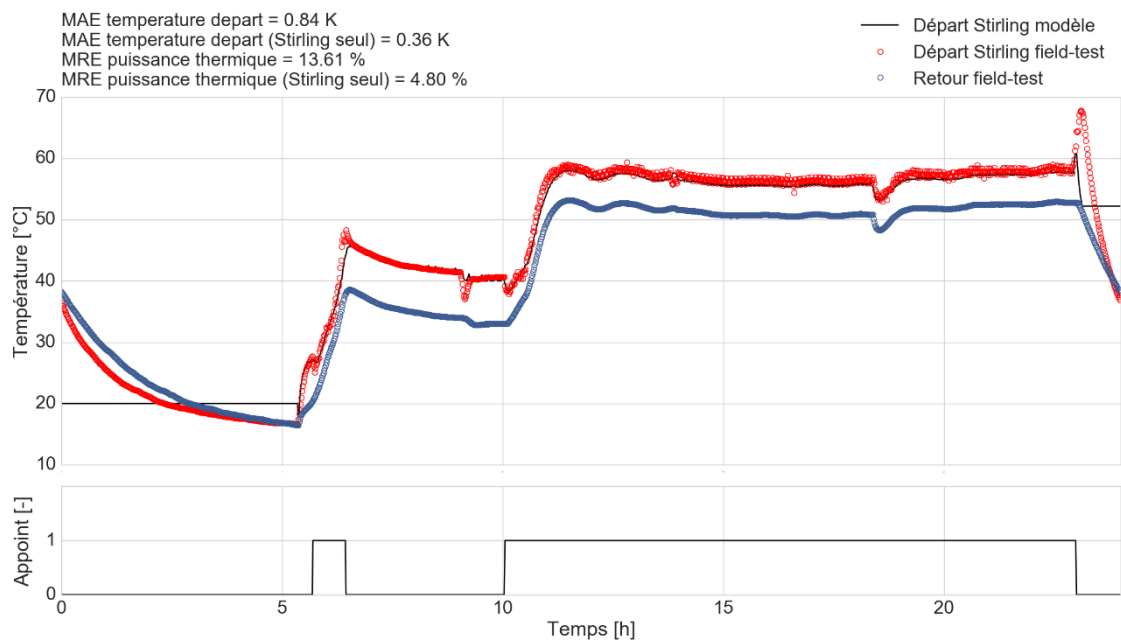


Figure 4.14 : Comparaison du fonctionnement entre field-test et modèle pour la journée du 13/02/2013

15/03/2013

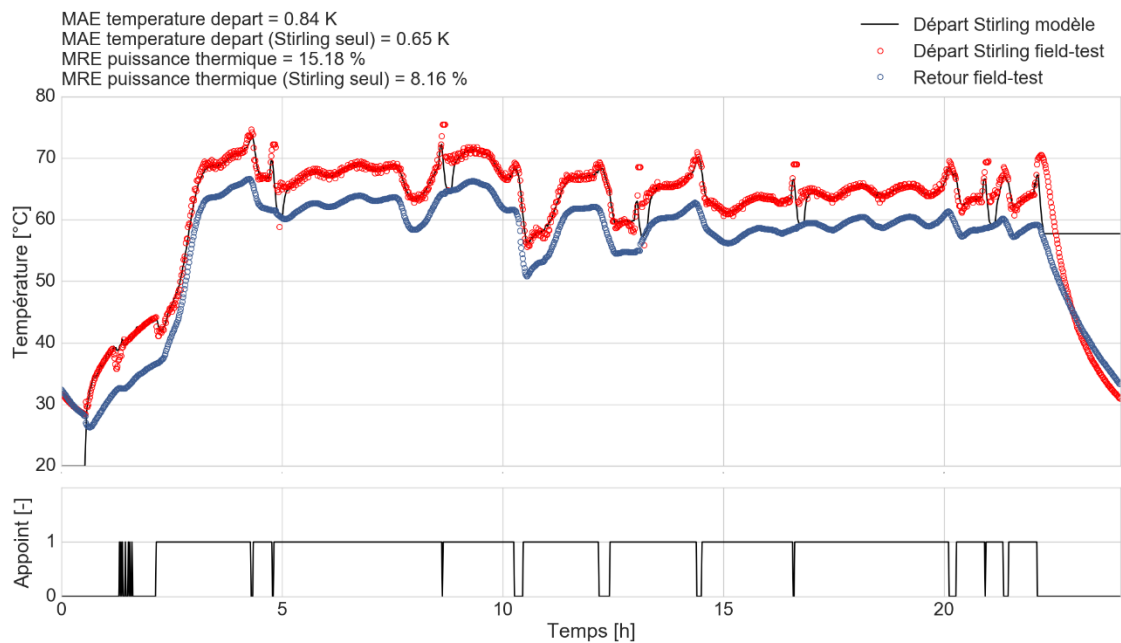


Figure 4.15 : Comparaison du fonctionnement entre field-test et modèle pour la journée du 15/03/2013

04/04/2013

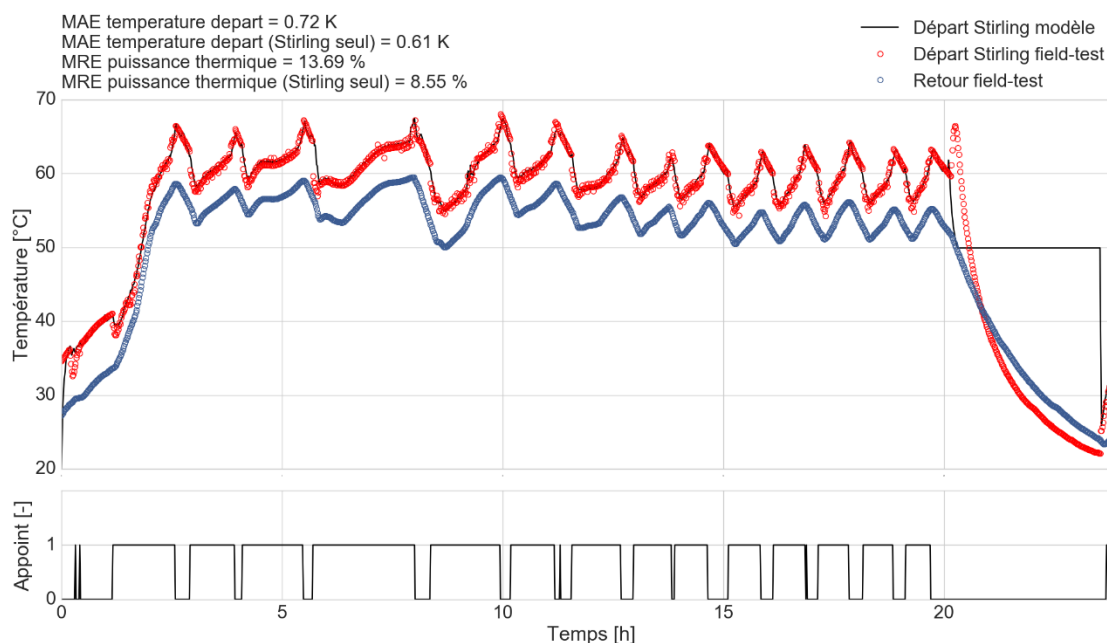


Figure 4.16 : Comparaison du fonctionnement entre field-test et modèle pour la journée du 04/04/2013

Premier constat, dans tous les cas présentés dans le Tableau 4.2, les indicateurs sont meilleurs si l'on isole les phases de fonctionnement durant lesquelles le Stirling fonctionne seul. Durant ces journées, l'appoint est globalement beaucoup plus sollicité que durant la journée du 10/11/2012 donc les hypothèses sont plus influentes et cela accentue l'écart entre les indicateurs avec et sans appoint.

Les erreurs absolues moyennes sur les températures de départ (MAE) sont toutes inférieures à 0,9 K, et 0,7 K sans appoint. Consécutivement, les erreurs de prévision sur la puissance thermique instantanée (MRE) sont inférieures ou égales à 15 % tous modes de fonctionnement confondus et à 8 % en mode Stirling seul.

Date	MAE température départ [K]	MAE température départ (Stirling seul) [K]	MRE puissance thermique [%]	MRE puissance thermique (Stirling seul) [%]
10/11/2012	0,25	0,15	3,9%	2,2%
02/01/2013	0,71	0,24	14,6%	6,6%
13/02/2013	0,84	0,36	13,6%	4,8%
15/03/2013	0,84	0,65	15,2%	8,2%
04/04/2013	0,72	0,61	13,7%	8,5%

Tableau 4.2 : Erreurs sur la température et la puissance entre field-test et modèle pour l'ensemble des journées d'essais considérées

- Énergies journalières

Date		Energie gaz (PCS)	Energie thermique	Energie électrique nette
10/11/2012	Field-test [kWh]	116,0	92,0	14,3
	Modèle [kWh]	113,8	89,5	12,9
	Erreur relative [%]	1,9%	2,7%	9,5%
02/01/2013	Field-test [kWh]	114,9	96,5	13,8
	Modèle [kWh]	115,8	89,8	12,8
	Erreur relative [%]	-0,8%	6,9%	7,4%
13/02/2013	Field-test [kWh]	128,2	112,1	14,9
	Modèle [kWh]	129,8	99,4	14,0
	Erreur relative [%]	-1,2%	11,3%	5,6%
15/03/2013	Field-test [kWh]	158,0	124,8	17,5
	Modèle [kWh]	156,2	116,5	15,9
	Erreur relative [%]	1,1%	6,7%	8,9%
04/04/2013	Field-test [kWh]	151,0	114,8	16,8
	Modèle [kWh]	154,4	116,0	16,1
	Erreur relative [%]	-2,2%	-1,1%	4,0%

Tableau 4.3 : Erreurs relatives en énergie journalière entre field-test et modèle pour l'ensemble des journées d'essais considérées

On distingue dans le Tableau 4.3 les erreurs en énergie selon les trois vecteurs énergétiques :

- Énergie gaz

Les erreurs sont les plus faibles des trois vecteurs énergétiques, l'écart relatif est toujours inférieur ou égal à 2,2 %. **La prédiction du modèle est donc très correcte.** Le fait que les erreurs entre une journée sans appoint (10/11/2012) et une journée avec appoint (les autres) soient très proches n'infirme pas les hypothèses réalisées sur l'appoint c.-à-d. le débit de gaz mesuré à partir duquel on considère l'appoint allumé.

- Énergie thermique

Les erreurs sont plus disparates mais globalement satisfaisantes, en particulier lorsque l'appoint est peu utilisé, de plus le signe de l'erreur n'est pas constant ce qui n'indique pas une erreur systématique.

La journée du 13/02/2013 (et dans une moindre mesure le 02/01/2013) est la moins concluante. L'explication provient vraisemblablement de la quantité d'énergie délivrée par l'appoint durant cette journée : en effet durant celle-ci l'appoint délivre presque autant d'énergie thermique que le Stirling. En conséquence l'influence des hypothèses sur le rendement de l'appoint est majorée. De plus, cette journée est la seule à présenter un fonctionnement de l'appoint continu (et à basse puissance), le rendement thermique est alors probablement plus élevé que l'hypothèse de 94 %. En conséquence, la puissance thermique qu'il délivre est sous-estimée, ce qui conduit à surestimer la production thermique attribuée au Stirling dans le field-test. Cette explication est corroborée par le rendement thermique du Stirling calculée à partir des mesures sur cette journée (87 % PCS), anormalement élevé par rapport aux autres journées (77 à 83 %). De son côté, le modèle prédit un rendement toujours inférieur à 80 %, ce qui semble raisonnable.

- Énergie électrique

Pour tous les essais, l'erreur de prévision de la production électrique est plus faible en moyenne que pour l'essai présenté en 3.1.5. Elle est par contre systématiquement positive ce qui indique une sous-estimation par le modèle de la production électrique nette. Les explications avancées en 3.1.5 restent valables.

3.1.7 Conclusions

Les résultats obtenus lors de la démarche de validation détaillée à l'échelle du composant sont satisfaisants. La grande majorité des erreurs en bilan en énergies se situent en dessous des 10 %, proche des 5 %. Les températures de départ prédites sont aussi correctes : en moyenne une erreur absolue de 0,4 K sur toutes les journées confondues lorsque le moteur Stirling fonctionne seul, et moins de 0,7 K toutes mesures confondues. Les dynamiques de démarrage et d'arrêt, particulières au moteur Stirling, sont bien respectées.

La partie suivante consiste à comparer la plateforme de modélisation dans son ensemble, comprenant les modèles de micro-cogénérateur, d'enveloppe, de systèmes CVC et d'usages.

3.2 Confrontation de la plateforme de modélisation dans le cas de logements équipés de micro-cogénérateurs Stirling 1 kW_{el} pour des indicateurs annuels

3.2.1 Objectifs et méthodologie

Dans cette partie de l'étude, on procède à une inter-comparaison modélisation numérique et résultats expérimentaux des performances de bâtiments équipés d'écogénérateurs sur la base de mesures réelles provenant de **2 campagnes expérimentales** menées par Engie et le COSTIC portant sur **21 bâtiments réels**.

Puisque l'on cherche à comparer des bâtiments dont les caractéristiques thermiques et les usages sont tous différents et que l'on dispose de données parcellaires sur la plupart d'entre eux (en particulier les bâtiments réels), il ne pourra pas s'agir de reproduire à l'identique avec la plateforme Modelica les 21 bâtiments réels. On a réalisé **32 simulations** d'un écogénérateur Stirling dans des maisons individuelles de 3 niveaux de performance différents, avec la plateforme de modélisation **Modelica**. Le modèle d'écogénérateur employé est celui validé dans la partie précédente. Plus de détails concernant les hypothèses de modélisation de ces maisons individuelles peuvent être trouvées au chapitre 5, partie 2.

Afin de comparer ces résultats numériques aux mesures expérimentales, on propose une comparaison annuelle de tous les résultats suivant des axes et indicateurs détaillés ci-après :

- **Fonctionnement** : il s'agit du nombre de cycles annuel, en fonction du jeu de données, cet indicateur n'est pas forcément accessible, par exemple le COSTIC ne fournit pas cet indicateur (bien qu'il semble avoir été calculé pour chaque site).
- **Electrique** : il s'agit de la production électrique et de son rendement, des taux de couverture, d'autoconsommation et d'autoproduction, le besoin électrique est aussi mesuré sur la totalité des sites.
- **Thermique** : il s'agit de la production thermique, de son rendement et du taux de couverture thermique. Le besoin thermique du bâtiment seul n'est pas *stricto sensu* mesuré dans les field-tests mais on peut en obtenir une image en mesurant la production thermique en sortie de l'écogénérateur, la différence entre les deux valeurs est principalement due aux pertes de distribution et de stockage.
- **Energie gaz** : l'énergie gaz consommée annuellement.

Par ailleurs, on a comparé les résultats de simulation sous Modelica et expérimentaux aux résultats de **9 simulations** présentées dans les travaux de (Bouvenot, 2015). Elles ont été réalisées avec le logiciel **TRNSYS** et représentent plusieurs logements individuels de niveaux de consommations thermiques et électriques représentatifs du parc français. Le modèle de moteur Stirling est

identique à celui validé dans la partie précédente (puisque nous l'avons réutilisé). La modélisation de l'enveloppe, des systèmes et des usages est par contre sensiblement différente, pour une présentation détaillée de cette plateforme, on renvoie au chapitre VI de son manuscrit de thèse.

3.2.2 Présentation des cas d'étude en simulation

Dans nos travaux de thèse, le modèle Modelica de moteur Stirling et son paramétrage sont identiques au modèle développé par (Andlauer, 2011) et (Bouvenot, 2015) qu'ils ont intégré au logiciel TRNSYS ; cependant la modélisation de tous les phénomènes et systèmes environnants (bâtiment, stockage, occupants, etc.) est réalisée différemment, on présente donc les cas d'étude de Bouvenot et les nôtres.

a) Simulations « Dymola/Modelica »

Les hypothèses de modélisation des cas d'étude Dymola/Modelica en maison individuelle sont présentées plus en détail dans le chapitre 5. L'assemblage de modèles réalisé pour cette étude de cas comporte les éléments suivants :

- L'enveloppe du bâtiment : murs, vitrages, ventilation
- Les systèmes d'émission, de distribution de chaleur et de régulation : radiateurs, tubes, pompes, robinet thermostatique, ballon(s) de stockage, thermostat d'ambiance
- Les occupants : apports thermiques interne, consommations électriques spécifiques, puisages d'eau chaude sanitaire, consignes de température pouvant varier
- Un écogénérateur à moteur Stirling et appoint gaz

Dans cette étude, une sélection de 32 variantes de logements individuels est utilisée pour la comparaison. Il s'agit de 32 bâtiments dont la géométrie est identique (un pavillon classique de 90 m²) mais pour lesquelles la performance thermique, les occupants, la configuration hydraulique des stockages et leur volume sont différents.

- Performance thermique de l'enveloppe

Trois niveaux de besoins thermiques sont définis pour atteindre des performances représentatives de logements répondant aux réglementations thermiques 1988, 2005 et 2012. Les bâtiments qui suivent la réglementation thermique 1988 ont logiquement plus de besoins thermiques. Les besoins thermiques de chauffage annuels de ces trois bâtiments sont de **172, 75 et 35 kWh.m⁻².an⁻¹**.

- Configuration hydraulique

L'intégration hydraulique du Stirling au sein des bâtiments de logement peut être réalisée avec différentes configurations hydrauliques, on en sélectionne trois inspirées des recommandations de constructeurs (De Dietrich et Viessmann, Baxi proposant la même intégration que De Dietrich). La différence principale entre les trois configurations étudiées est le type de ballon de stockage utilisé. Ensuite, chaque configuration peut être déclinée en plusieurs volumes de stockage. Les hypothèses

et différences entre chacune de ces configurations sont exposées en détail dans le chapitre 5. Sont ici présentées les grandes caractéristiques des trois configurations :

- Configuration C1 : Ballon de stockage uniquement pour l'ECS. Eau de chauffage envoyée directement aux radiateurs (comme une chaudière à condensation). Loi d'eau possible.
- Configuration C2 : Ballon de stockage combiné utilisé pour l'ECS et le chauffage, la production d'ECS est assurée en instantané par un échangeur serpentin traversant le ballon de stockage de bas en haut. L'eau du ballon est utilisée dans le réseau de radiateurs. Loi d'eau possible en partie basse du ballon, l'autre doit être maintenue à la température requise pour l'ECS.
- Configuration C3 : Deux ballons de stockage distincts : un pour l'ECS et un autre pour le chauffage. Le ballon ECS est maintenu à 60 °C tandis qu'une loi d'eau est possible pour le ballon de chauffage (simple ballon tampon).

Dans cette étude, dont l'objet n'est pas de comparer les configurations hydrauliques et le dimensionnement des stockages entre eux, les volumes de ballon considérés « standards » de chaque configuration sont utilisés.

Dans les autres jeux de résultats (en simulation et field-test) la configuration hydraulique utilisée et le(s) volume(s) de stockage n'est (ne sont) pas toujours précisé(s). Incorporer ces trois configurations dans la comparaison plutôt qu'une seule permet de rendre compte de leur impact par rapport aux besoins thermiques et électriques.

- Modèle d'occupation

A l'aide du générateur de profils d'occupation décrit en première partie de ce chapitre, deux profils d'occupation sont simulés avec, d'un côté un profil dont les besoins tous usages sont plutôt faibles (profil « économe ») et de l'autre côté un profil avec quatre occupants et des besoins plus élevés (profil « consommateur »). Les caractéristiques de ces deux foyers sont synthétisées dans le Tableau 4.4.

Niveau de consommation	Consommateur	Econome
Nombre de personnes dans le foyer	4	2
Consommation électricité spécifique hors éclairage [kWh]	4478	1607
Consommation électricité totale (selon configuration) [kWh]	~5500	~2400
Quantité d'eau chaude sanitaire puisée moyenne (à 60 °C) [L/jour]	166	89

Tableau 4.4 : Synthèse des deux profils d'occupation considérés

Les besoins d'électricité dans le tableau sont exprimés hors éclairage et hors auxiliaires CVC (ventilation, pompes et électronique de l'écogénérateur). Au total, le profil « consommateur » donne une consommation électrique moyenne autour de 5500 kWh/an ; et le profil « économe » une consommation moyenne autour de 2400 kWh/an. Les consommations électriques obtenues peuvent légèrement varier selon la présence de pompes supplémentaires (cf. configuration

hydraulique) et la durée de fonctionnement de la production qui dépend de la performance du bâtiment ainsi que de la présence des occupants (réduction de consigne de température).

Les besoins ECS sont exprimés en moyenne journalière sur l'année, étant donné le caractère stochastique du générateur de profils, chaque journée connaît un volume de puisage potentiellement différent de la précédente et les puisages d'eau chaude sanitaire sont réalisés à différents moments de la journée (on conserve une description au pas de temps 10 min).

- Données météorologiques

Tous les bâtiments simulés sont situés à Trappes (dans la partie sud-ouest d'Ile de France), une année météorologique moyenne reconstituée (Météonorm) a été utilisée.

- Régulation

La régulation de l'ensemble écogénérateur – stockage – distribution – émission se fait telle que décrite en détail dans la partie 2 du chapitre 5. L'appoint peut moduler la puissance thermique de 3,5 à 20 kW tandis que le Stirling ne module pas. La consigne de température dans le logement est de 20 °C, elle est réduite en l'absence des occupants la journée (de 6 h à 22 h) et est toujours réduite la nuit. La température de réduit est fixée à 16 °C. Des robinets thermostatiques équipent les radiateurs pour maintenir une consigne de 20 °C, ce réglage est en revanche fixe même durant les périodes de réduit.

b) Simulations « TRNSYS »

(Bouvenot, 2015) a utilisé le logiciel TRNSYS pour modéliser dans sa thèse des logements individuels équipés de l'écogénérateur Stirling Hybris Power. On utilise les résultats publiés dans son manuscrit de thèse.

- Performances thermiques de l'enveloppe

Trois maisons individuelles (classes énergétiques A, C et E, avec une surface de 100 m²) sont définies. Le calcul des besoins thermiques de l'enveloppe est réalisé à partir d'un modèle statique au pas de temps 15 min dont les besoins sont proportionnels à la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur, un terme additionnel permet de prendre en compte les apports solaires en fonction de l'irradiation solaire globale.

Les besoins sont précalculés en amont de la simulation des systèmes ce qui permet d'accélérer le temps de calcul en découplant la résolution des systèmes d'équations, le désavantage de cette méthode est toutefois de représenter plus sommairement l'interaction entre les systèmes et le bâti, en particulier les températures et débits dans les systèmes d'émission et de distribution. Par ailleurs, Bouvenot précise qu'en comparaison d'une simulation thermique dynamique, le modèle a tendance à « lisser » le besoin thermique sur l'année (puissance plus faible en hiver et puissance

plus forte en mi-saison). Enfin, pour chacune des simulations, le modèle s'assure que le besoin thermique est bien égal à la chaleur extraite du système de stockage.

- Modèle d'occupation

Bouvenot a développé un simulateur d'occupation pour les usages électriques spécifiques (dont éclairage), les puisages d'ECS et la présence des occupants. Trois profils de besoins électriques correspondant à des niveaux d'équipements bas, moyen et haut sont réalisés à partir de ce générateur et étudiés dans sa thèse. 39 appareils électriques sont modélisés dans cet outil, contre 8 usages dans le générateur utilisé dans nos travaux ; de plus, le pas de temps est plus fin pour Bouvenot (1 min contre 10 min). Celui-ci a aussi étudié la sensibilité des résultats numériques au pas de temps du générateur de profil, et a conclu qu'un pas de temps de 5 à 10 min est le maximum acceptable pour le calcul d'autoconsommation, ce qui est en accord avec la littérature (Hawkes & Leach, 2004).

Le profil de puisage ECS choisi représente une énergie de puisage annuelle d'environ 2900 kWh à ajouter au besoin de chauffage. Une conversion rapide pour une eau froide à température constante de 10 °C permet d'estimer le volume journalier moyen à 139 L à 60 °C.

- Synthèse

Le Tableau 4.5 présente les 9 couples enveloppe – occupants modélisés dans la thèse de Bouvenot qui ont été extraits pour comparaison dans cette étude.

Equipement électrique Performance enveloppe	Bas	Moyen	Haut
A	6 550 kWh _{th} / 2 330 kWh _{el}	6 550 kWh _{th} / 4 470 kWh _{el}	6 550 kWh _{th} / 5 880 kWh _{el}
C	19 660 kWh _{th} / 2 330 kWh _{el}	19 660 kWh _{th} / 4 470 kWh _{el}	19 660 kWh _{th} / 5 880 kWh _{el}
E	32 770 kWh _{th} / 2 330 kWh _{el}	32 770 kWh _{th} / 4 470 kWh _{el}	32 770 kWh _{th} / 5 880 kWh _{el}

Tableau 4.5 : Synthèse des besoins thermiques de chauffage et des consommations électriques spécifiques annuels des logements modélisés dans (Bouvenot, 2015) extraits pour l'étude comparative

- Configuration hydraulique

Le modèle de Bouvenot permet de modéliser plusieurs configurations hydrauliques, seule une configuration à ballon combiné est présentée dans ses travaux de thèse. Il s'agit d'une configuration proche du C2 à ceci près qu'il n'y a pas de serpentin interne dans le ballon de stockage ECS + chauffage, l'eau chaude sanitaire est directement prélevée dans la couche la plus haute du ballon,

l'eau chaude de chauffage dans la couche juste en-dessous. La même quantité d'eau froide est injectée dans la couche la plus basse. Cette configuration n'existe donc pas réellement sur le terrain (l'ECS et l'eau de chauffage ne sont pas les mêmes) mais, en énergie, le bilan est identique. Par ailleurs, le ballon utilisé a une taille de 750 L. Le modèle de ballon est le Type 534 de TRNSYS (modélisation nodale semi-physique), le volume est divisé en 20 strates isothermes.

- Données météorologiques

La météo utilisée est Strasbourg pour l'année 2012, il s'agit d'un fichier météo réel.

- Régulation

Bouvenot a développé plusieurs stratégies permettant d'améliorer le taux d'autoconsommation et le taux d'autoproduction électrique du micro-cogénérateur. La régulation (déclenchement, arrêt, ...) de l'écogénérateur est adaptée pour répondre à ces stratégies. Pour rester sur une base comparable, seules les simulations utilisant la stratégie de suivi de la demande thermique sont exploitées dans notre étude car cela correspond aux field-tests et aux simulations Modelica.

Etant donné que la température intérieure, le thermostat d'ambiance et les robinets thermostatiques ne sont pas modélisés dans l'approche de Bouvenot, la stratégie « suivi de demande thermique » consiste à prélever dans le ballon de stockage le débit d'eau correspondant au besoin thermique du ballon selon la température de la strate de prélèvement. Le moteur Stirling et l'appoint sont allumés successivement selon la température du stockage

3.2.3 Présentation des cas d'étude expérimentaux

Les suivis expérimentaux suivants ont été exploités :

- Suivi de 4 sites par le CRIGEN (Engie), équipés d'écogénérateurs de marque De Dietrich et Viessmann (Hssaini, 2014), (Hssaini, 2014), (Hssaini, 2013).
- Suivi de 17 bâtiments par le COSTIC, équipés d'écogénérateurs De Dietrich et Baxi (Gallois & Beaumont, 2015), (Lefranc, 2016).

Les moteurs Stirling sont de fabrication MicroGen comme l'équipement modélisé ; les packages « écogénérateur » (moteur et chaudière) présentent une conception et un fonctionnement similaires (brûleur d'appoint et mode de régulation). Toutefois, différents schémas hydrauliques et régulations de température intérieure ont été mis en œuvre par les installateurs sur les sites. Ces particularités n'ont malheureusement pas été documentées dans les rapports ADEME et COSTIC.

a) Campagnes expérimentales Engie

Quatre campagnes d'essais ont été menées sur des bâtiments de bureaux (Nanterre) et de logement (Soucht, Brunstatt et Aulnay). Dans le cas d'Aulnay, il s'agit d'une mini chaufferie collective

alimentant quelques appartements. Pour chacun des sites, les données d'essais ont été récupérées sur une année minimum. La difficulté dans l'analyse de ces sites tient à l'hétérogénéité des informations disponibles et des installations.

Les systèmes de mesure équipant ces sites n'ont pas fait l'objet d'une caractérisation des incertitudes. Les données sont acquises d'un pas de temps d'une minute à cinq minutes ce qui rend fiable les calculs d'autoconsommation, cet indicateur est en effet particulièrement sensible au pas de temps.

- Configurations hydrauliques

Les sites équipés d'un écogénérateur Viessmann sont équipés d'un ballon tampon de 450 L et d'un ballon ECS de 150 L, il s'agit d'une configuration de type C3, l'une des deux configurations recommandées par Viessmann. On ignore si des modifications supplémentaires ont été apportées dans la régulation.

Les sites de Nanterre et Aulnay sont équipés d'un écogénérateur De Dietrich, la configuration du site de Nanterre ne comprend pas de ballon de stockage (a priori jugé non-nécessaire par l'installateur car il s'agit d'un bâtiment d'environ 500 m² pas ou peu isolé).

Le site d'Aulnay comprend un stockage ECS solaire pour les 13 logements de 750 L, le chauffage est réalisé en direct sans volume tampon. La production de pointe d'ECS ou de chauffage est assurée par une chaudière supplémentaire en appoint de l'écogénérateur. On ne connaît pas le mode de régulation de cette chaudière supplémentaire.

- Synthèse

Les caractéristiques des sites sont récapitulées dans le Tableau 4.6.

Site	Nanterre	Soucht	Brunstatt	Aulnay
Date de mesures	18/03/2012 au 17/03/2013	18/03/2013 au 17/03/2014	18/03/2013 au 17/03/2014	18/03/2013 au 17/03/2014
Ecogénérateur	De Dietrich	Viessmann	Viessmann	De Dietrich
Ballon	Sans	ECS : 150 L Chauffage : 450 L	ECS : 150 L Chauffage : 450 L	Solaire ECS : 750 L
Montage	<i>Probablement similaire C1</i>	C3	C3	Cascade écogénérateur + chaudière (8,9 - 35 kW)
Consigne	NC	Réduit de nuit	Réduit nuit + réduit jour selon occupants	NC
Bâtiment	F6, bureaux, 250 m ² , 6 personnes de 9 à 16 h lundi – vendredi et samedi matin	Maison R+2 de 250 m ² , 1 personne retraitée et 2 qui travaillent 8 - 18 h lundi - vendredi	Maison R +1 de 140 m ² , 2 personnes travaillent 8 - 18 h	R+2 Logement collectif de 13 appartements
Isolation	Simple vitrage, très faible isolation	Rénové 2007, isolation combles, double vitrage	Rénové 2009, isolation extérieure, double vitrage, VMC double flux	Bâtiment récent (années 2000)
Consommation électrique [kWh/an]	9 190	7 141	6 293	4 125
Consommation thermique [kWh/an]	30 292	31 096	17 573	61 629

Tableau 4.6 : Synthèse des field-tests Engie/CRIGEN étudiés

b) Campagnes expérimentales COSTIC

Le COSTIC a réalisé entre 2010 et 2014 une campagne expérimentale de grande envergure sur 18 bâtiments dont la consommation énergétique finale s'étend d'un rapport 1 à 20. Un des moteurs Stirling a dysfonctionné durant la campagne ce qui ne rend exploitable que 17 d'entre eux. Il s'agit de logements individuels (sauf un bâtiment collectif) sélectionnés par GrDF, co-commanditaire de l'étude, en partenariat avec l'ADEME. L'ensemble des mesures sont relevées toutes les cinq minutes, ce qui permet là encore un calcul fiable des taux d'autoconsommation et d'autoproduction.

- Besoins thermiques : performances des enveloppes et météo

Pour avoir un panel le plus large possible de climats, les sites sont répartis à travers toute la France (voir Figure 4.17) :

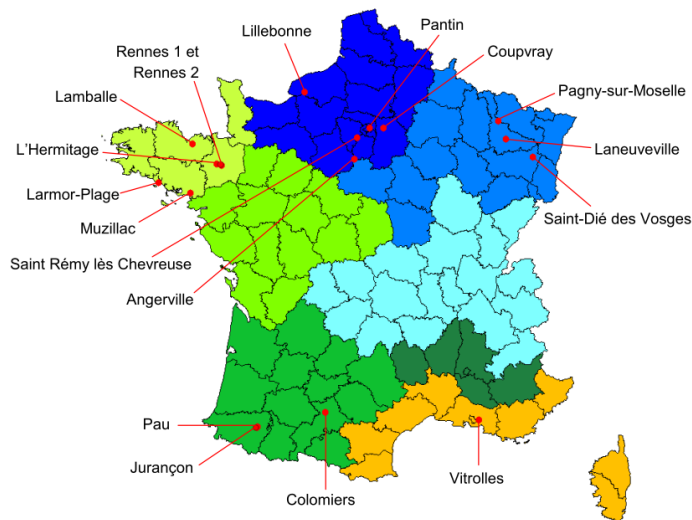


Figure 4.17 : Implantations des sites instrumentés par le COSTIC, source : (Gallois & Beaumont, 2015)

Les caractéristiques thermiques des enveloppes ne sont pas données, cependant la production thermique totale de l'écogénérateur est comptabilisée (appoint compris). Elle donne une image du besoin thermique du bâtiment aux pertes de distribution et de stockage près. Les 17 bâtiments exploités sont représentés sur la Figure 4.18.

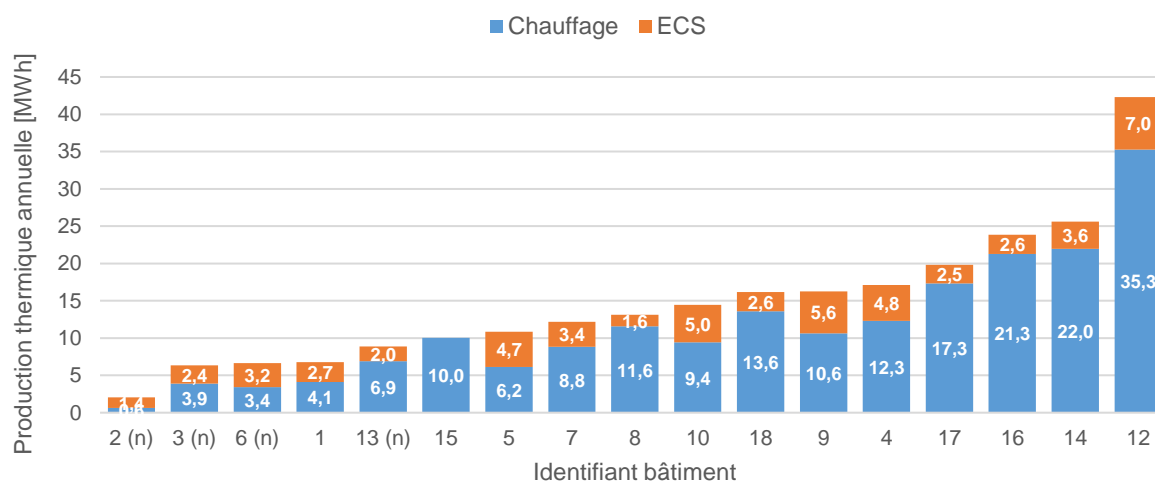


Figure 4.18 : Production thermique totale de l'écogénérateur pour l'ECS et le chauffage dans les 17 field-tests instrumentés par le COSTIC, source : adapté de (Gallois & Beaumont, 2015)

Le site #12 est une maison équipée d'une piscine chauffée à l'aide de l'écogénérateur, ce qui rend le site un peu particulier puisqu'un besoin de chaleur estival important est présent contrairement aux

autres sites. Les logements neufs sont symbolisés par le signe (n), les besoins de chauffage y sont plus faibles tandis que les consommations d'ECS restent comparables aux autres logements

- Consommations électriques

Les consommations électriques des logements sont présentées Figure 4.19. Il n'y a pas, a priori de corrélation entre la consommation électrique du logement et sa production thermique utile (que l'on assimilera par la suite au « besoin »).

Le logement 12 se démarque de nouveau : la consommation électrique est plus élevée puisque les auxiliaires de la piscine (système de filtration, ...) consomment de l'électricité en permanence

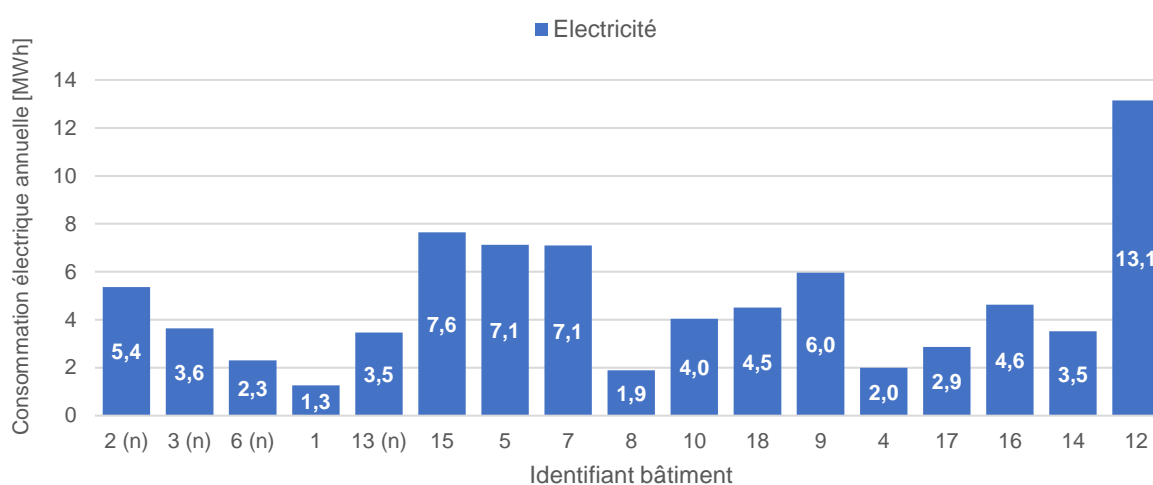


Figure 4.19 : Consommations électriques annuelles des 17 field-tests instrumentés par le COSTIC, source : adapté de (Gallois & Beaumont, 2015)

- Configuration hydraulique, régulation et occupation

La configuration hydraulique de chaque logement n'est pas précisée, il semblerait toutefois que l'ensemble des sites soient équipés d'une configuration de type C1 (un ballon de stockage ECS et un montage direct en chauffage) si l'on se réfère au schéma d'instrumentation décrit par le COSTIC. En revanche, on ne sait pas s'il s'agit d'une représentation schématique simplifiée ou d'un schéma hydraulique réel. Un doute est permis sur le fait que les 17 logements soient équipés de la même manière.

Les consignes de température et les modes de régulation ne sont pas non plus précisés, on suppose qu'elles varient en fonction des utilisateurs sans plus de détail. Il sera justement intéressant de voir si l'absence d'informations détaillées sur l'hydraulique et la régulation permet malgré tout d'obtenir des règles de comportement comparables au « premier ordre ».

3.2.4 Comparaison des performances simulées et mesurées de micro-cogénérateurs

Dans cette section, on présente les comparaisons entre résultats de simulation et des field-tests avec quatre graphiques comparant l'évolution d'indicateurs clés de fonctionnement selon les besoins des bâtiments.

Le COSTIC a proposé une première représentation graphique des résultats dans le rapport remis à l'ADEME (Gallois & Beaumont, 2015). Cette approche a été complétée avec les résultats provenant des trois autres sources de données décrites en 3.2.2 et 3.2.3, ce qui permet d'enrichir l'analyse comparative des performances.

a) Taux de couverture électrique en fonction du ratio électricité/chaaleur des besoins

Le taux de couverture électrique est le rapport entre la production d'électricité locale totale et la consommation d'électricité (le terme « besoin électrique » est aussi fréquemment utilisé car on les suppose égaux). La production d'électricité dépend elle-même de la production thermique donc du besoin thermique. Le taux de couverture n'implique pas de notion de temporalité, toute l'électricité produite, autoconsommée ou exportée est comptabilisée au même titre. On peut donc directement lier le taux de couverture électrique au ratio des besoins électriques et thermiques.

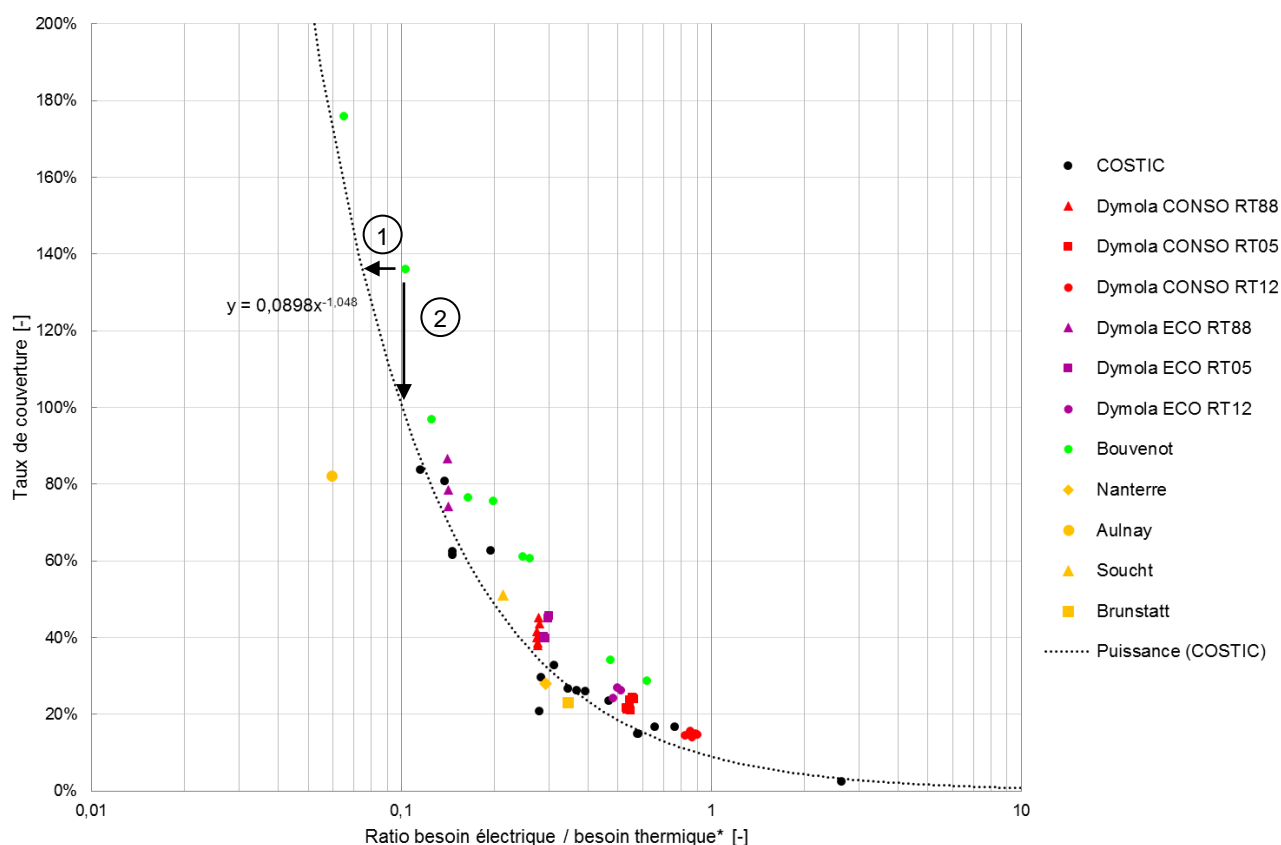


Figure 4.20 : Taux de couverture électrique en fonction du rapport des « besoins » électriques et thermiques des logements simulés et réels, *astérisque renvoyée dans le texte

*Dans la Figure 4.20, le terme « besoin thermique » en abscisse est employé abusivement puisqu'il s'agit en pratique de la production thermique totale de l'écogénérateur (ainsi que de la chaudière supplémentaire pour le cas d'Aulnay).

Une corrélation suivant une loi inverse a été identifiée par le COSTIC à partir de leurs mesures in situ : plus les besoins électriques sont faibles par rapport aux besoins thermiques, plus l'écogénérateur est capable de couvrir les besoins électriques.

L'ajout des simulations Dymola et TRNSYS et des mesures in situ du CRIGEN confirme cette corrélation. On remarque que les 32 nouveaux cas d'étude représentés par les points « Dymola CONSO/ECO RTxx » couvrent très bien la gamme de bâtiments réels. CONSO correspond au profil d'utilisateurs « consommateur » et ECO au profil d'utilisateur « économe » (cf. 3.2.2.a), et RTxx à la performance thermique de l'enveloppe.

Les points de simulation de Bouvenot situés les plus en haut à gauche (points circulaires verts) correspondent à des bâtiments très consommateurs de chaleur (bâtiment grand et/ou peu isolé) et peu consommateurs d'électricité. En pratique, aucun logement réel de l'échantillon ne présente un ratio besoin électrique/besoin thermique inférieur à 0,15 (soit la valeur théorique de 1/6 caractéristique de cette technologie à moteur Stirling). On observe que les simulations dans leur ensemble sont cohérentes avec la tendance de la corrélation empirique proposée par le COSTIC bien que légèrement décalés.

A l'opposé de la courbe, en bas à droite, se trouvent les cas d'étude en simulation avec de forts consommateurs électriques dans un bâtiment très bien isolé. Ils sont très proches de la courbe empirique.

On note une légère surestimation du taux de couverture électrique dans les simulations réalisées par Bouvenot. Deux explications peuvent être avancées, elles sont reportées sur la Figure 4.20 (cercles 1 et 2) :

- (1) Premièrement, les besoins thermiques exprimés par Bouvenot sont nets, i.e. sans pertes de distribution et de stockage, ce sont purement les déperditions du bâtiment et les besoins d'eau chaude sanitaire. Si l'on y ajoutait les pertes (dont on ne dispose pas mais que Bouvenot calcule), le dénominateur de l'abscisse augmenterait, ce qui décalerait ces points vers la gauche.
- (2) Deuxièmement, cela peut signifier que la production électrique du Stirling est légèrement surestimée dans le cas de Bouvenot. Puisqu'il utilise le même modèle que nous, il ne s'agit pas d'un rendement électrique supérieur mais **il peut s'agir d'une surestimation de la durée de fonctionnement du Stirling devant l'appoint.**

On restera vigilant quant à la lecture et l'utilisation de cette courbe car :

- Elle montre des limites dans le cas où les besoins thermiques et électriques sont tous deux très élevés devant la puissance du moteur Stirling.

- On met sur un pied d'égalité des besoins thermiques incluant les pertes de distribution et stockage, c'est-à-dire la chaleur fournie par l'unité de production (field-test, simulations Dymola) et les besoins thermiques théoriques des bâtiments (simulations réalisées par Bouvenot).

Les tendances valident tout de même la cohérence des résultats apportés par les modèles en termes de prévision de la production électrique annuelle et de représentation des besoins électriques et thermiques.

b) Taux d'autoconsommation selon les besoins électriques des logements

La Figure 4.21 illustre la variation du taux d'autoconsommation de l'électricité produite sur le site en fonction du besoin électrique. La dispersion des résultats de field-tests est plus importante que pour l'indicateur précédent. Le terme d'autoconsommation inclut en effet une notion de temporalité venant ajouter une dimension supplémentaire au seul besoin électrique annuel. Parmi les sites instrumentés, pour un même besoin électrique annuel, le taux d'autoconsommation peut être différent de 20 points de pourcentage.

Les deux droites identifiées par le COSTIC sur la Figure 4.21 (ligne en pointillé noire) représentent la tendance sur la première partie puis la limite entre les deux pentes correspond au maximum théorique de production annuelle du moteur Stirling, légèrement inférieure à 8 MWh (calculé pour 900 W de production électrique durant 8760 h, ce qui est légèrement optimiste). En revanche un besoin électrique supérieur à 8 MWh ne garantit pas une autoconsommation égale à 100 % : tout dépend de la temporalité de ce besoin.

Plusieurs groupes se distinguent sur cette figure. Ils sont traités dans les paragraphes suivants

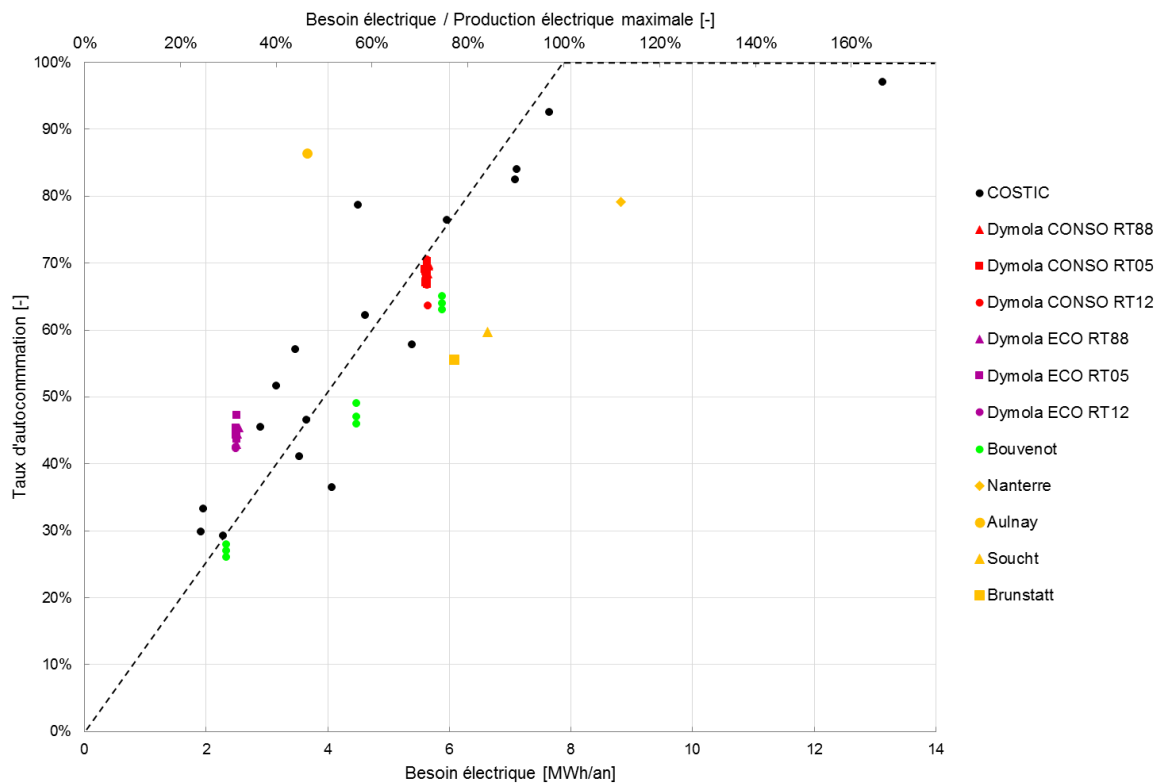


Figure 4.21 : Taux d'autoconsommation en fonction du besoin électrique annuel des field-tests et bâtiment simulés

- Simulations Dymola

Les simulations du profil « consommateur » semblent tout à fait en cohérence avec la courbe tendancielle, en revanche, les simulations « économe » présentent des taux d'autoconsommation supérieurs à la tendance (bien qu'un groupe de points provenant des field-tests COSTIC soit assez proche). Ils n'invalident pas le modèle mais on peut avancer trois explications :

- Tout d'abord, les simulations réalisées avec Dymola sont menées avec un scénario de consigne de température intérieure comportant des réduits de jour et de nuit **en fonction de la présence des occupants** tandis que les simulations réalisées par Bouvenot utilisent des scénarios de réduct réglementaires. Les field-tests COSTIC n'en font pas non plus mention (on ne sait pas si les sites sont équipés de réduct). Les changements à la hausse de consignes de température conditionnent le déclenchement du mode confort en journée ce qui amène presque à coup sûr à un démarrage du Stirling pour répondre à la demande thermique soudaine. Puisque la présence des occupants est aussi liée aux usages électriques dans le générateur de profils d'occupation, on peut identifier une augmentation de l'autoconsommation lorsque de tels scénarios de consigne sont utilisés. En résumé : **le Stirling démarre de manière plus concomitante aux consommations électriques en présence de réduits d'inoccupation.**
- D'autre part, le pas de temps utilisé pour les profils de consommation électrique dans cette thèse est de 10 minutes. Bouvenot a montré qu'il peut exister une surestimation de

l'autoconsommation de 3 points par rapport à un pas de temps d'une minute (il utilise un pas de temps d'une minute).

- Pour une même consommation annuelle (en énergie), la forme des appels électriques influence le taux d'autoconsommation (plus ou moins de variabilité, ...). On ne peut exclure que le profil « économe » utilisé soit particulièrement favorable à l'autoconsommation. Une perspective intéressante serait alors de simuler plusieurs profils différents de consommation annuelle équivalente.

Le modèle employé dans nos travaux permet de mettre en lumière qu'il existe une différence sensible sur le taux d'autoconsommation obtenu selon le montage hydraulique et le volume de stockage, toutes choses égales par ailleurs. C'est le cas en particulier pour le bâtiment le plus récent (jusqu'à 7 points de pourcentage).

Enfin, le modèle montre une sensibilité du taux d'autoconsommation au besoin thermique du bâtiment. Même si c'est un facteur de second ordre par rapport au besoin électrique annuel, la prise en compte fine des interactions entre le bâti et le micro-cogénérateur permet d'illustrer ces différences qu'il est impossible d'observer en l'absence de couplage. La représentation des appels de puissance importants lors des relances en présence des occupants peut augmenter l'autoconsommation. Dans un bâtiment ancien, ces phénomènes sont d'autant plus sensibles. Cela permet d'expliquer les écarts observés sur le taux d'autoconsommation entre les field-tests pour des besoins électriques annuels comparables.

- Simulations TRNSYS

Les simulations de Bouvenot correspondent très bien à la tendance des field-tests. Ils montrent en revanche une plus faible influence des besoins thermiques du bâtiment (moindre dispersion verticale) sur l'autoconsommation ce qui semble plausible lorsque le scénario de consigne de température ne comporte pas de réduit de jour et qu'un grand stockage est présent (cas de Bouvenot). L'absence de couplage entre le modèle de bâtiment et les systèmes pourrait par ailleurs expliquer la faible sensibilité du modèle à ce paramètre.

- Field-tests Engie

Le site d'Aulnay est particulier : les besoins électriques sont ceux de la chaufferie dans laquelle est intégré l'écogénérateur, ils sont beaucoup plus constants que ceux d'un logement. Etant donné que la puissance appelée est relativement constante, proche de 900 W et très fortement corrélée au déclenchement de l'écogénérateur (qui participe lui-même au déclenchement de pompes etc...), le taux d'autoconsommation est remarquablement élevé.

Les sites de Brunstatt et Soucht sont légèrement en-dessous de la courbe sans que cela soit alarmant. Enfin Nanterre est très en-dessous, on pourrait en guise de perspective investiguer sur l'influence de la nature des consommations électriques et thermique (bâtiment de bureau).

c) Électricité autoconsommée en fonction du besoin thermique annuel

La Figure 4.22 illustre la quantité d'énergie produite par le Stirling qui est consommée directement sur place en fonction du « besoin thermique » du logement (en fait, il s'agit de la puissance thermique produite). La droite en pointillée noire représente le maximum d'électricité autoconsommée atteignable en considérant une production de 900 W électrique pour 6 kW thermique dans le cas d'une autoconsommation totale.

Plus la simulation ou le field-test est proche de la droite pointillée noire, plus la situation est idéale au regard de l'autoconsommation. En outre, les logements consommant plus d'électricité seront naturellement plus haut sur le graphique étant donné les résultats présentés dans la partie précédente.

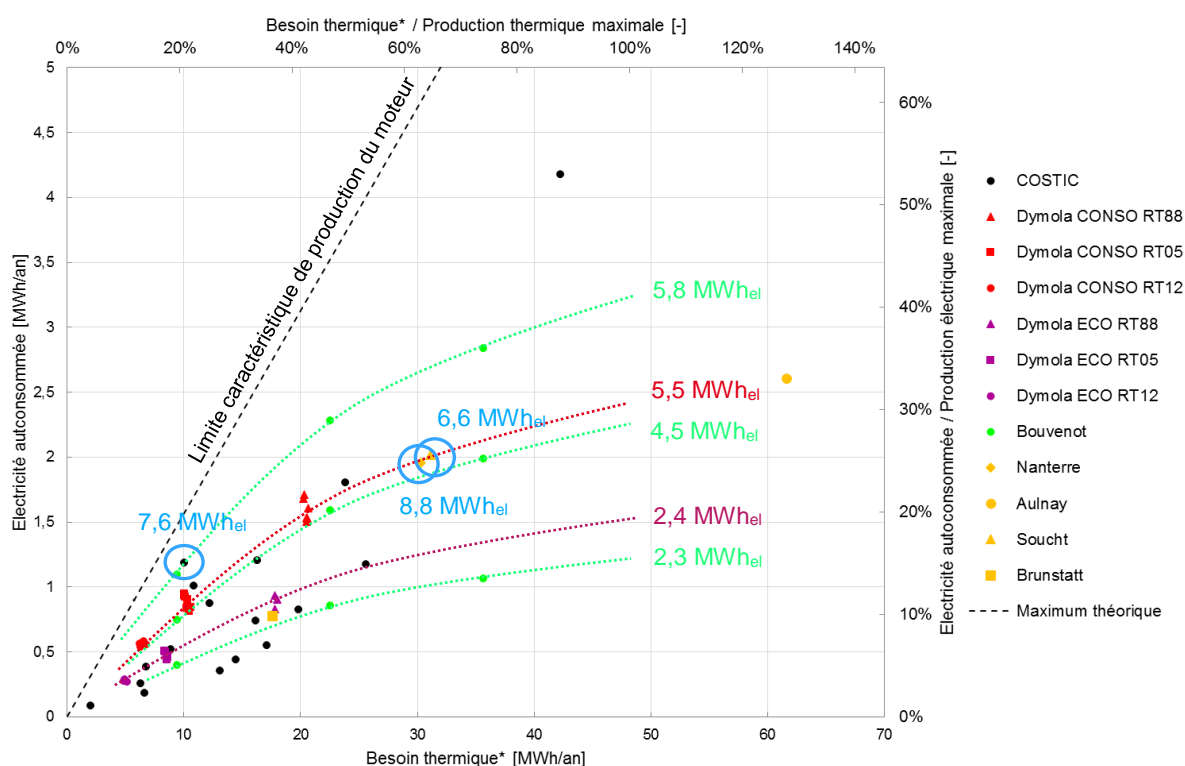


Figure 4.22 : Electricité autoconsommée annuelle en fonction du besoin thermique annuel des field-tests et bâtiments simulés

- Simulations Dymola

Les simulations Dymola sont bien encadrées par les résultats des différents field-tests (en particulier ceux du COSTIC). Les simulations « consommateur » sont placées au-dessus des simulations « économe » ce qui est cohérent étant donné que les profils consommateurs parviennent à un meilleur taux d'autoconsommation en plus des besoins supérieurs. On peut identifier sur la Figure 4.22 deux courbes de tendance (pointillés rouges et violets) correspondant à des occupations différentes et des consommations électriques respectivement hautes et basses

- Simulations TRNSYS

Les simulations réalisées par Bouvenot encadrent les différents points terrain et les simulations Dymola, si le trio de points le plus à droite correspond à peu de sites instrumentés (il s'agit d'un besoin thermique très élevé pour un logement individuel), il permet de poursuivre les tendances. Les tendances extrapolées des simulations réalisées par Bouvenot sont tracées en pointillées verts. Les consommations électriques du Tableau 4.5 (correspondant aux profils d'occupation) sont reportées pour chaque courbe de tendance.

Par comparaison avec les field-tests, les tendances semblent signaler que son modèle surestime légèrement la quantité d'électricité autoconsommée à cause d'une surestimation de la production électrique annuelle du cogénérateur (et non pas le taux d'autoconsommation puisque cela a été vérifié précédemment). Ce résultat semble cohérent avec l'hypothèse avancée en 3.2.4.a. En effet, les points entourés en bleu (mesures in-situ) présentent des consommations électriques annuelles de 6,6, 7,6 et 8,8 MWh alors qu'ils sont encadrés par des tendances de simulations de Bouvenot entre 5,8 MWh et 4,5 MWh (pour le site à 8,8 MWh l'autoconsommation est toutefois en-dessous de la moyenne).

En comparaison des simulations Dymola, les tendances sont aussi plus « espacées » dans les cas réalisés par Bouvenot. Etant donné que les groupes de simulations correspondent à chaque fois à un profil d'occupation particulier, il est possible que le choix des profils d'occupation influence les écarts observés. Si les consommations électriques sont particulièrement bien synchronisées avec les besoins thermiques alors l'autoconsommation augmente.

Il sera montré dans le paragraphe 3.2.4.d que l'hypothèse précédente de surestimation de la production électrique du moteur Stirling par Bouvenot (et par ces nouveaux travaux dans une moindre mesure) est corroborée par l'analyse de la production électrique annuelle.

- Field-tests Engie

Les field-tests menés par le CRIGEN sont très différenciés en termes d'usages :

- Le field-test d'Aulnay est particulier ; le taux d'autoconsommation y est très élevé puisqu'il s'agit d'une chaufferie et non d'un logement. La consommation électrique est saisonnalisée : il y a plus d'auxiliaires (pompes, brûleurs) en fonctionnement en hiver qu'en été. De plus, le besoin thermique (production de la chaufferie pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire) étant élevé, la chaudière installée en parallèle de l'écogénérateur assure un second appoint de chaleur sur la boucle primaire.
- Les field-tests de Nanterre et Soucht semblent cohérents avec les field-tests du COSTIC bien que l'autoconsommation soit assez faible à Nanterre (c'est un bâtiment administratif sans réduit de nuit, les heures d'occupation sont différentes d'un logement).
- Le site de Brunstatt consomme plus de 6 MWh_{el}/an mais la quantité d'électricité autoconsommée est basse. Le field-test #9 du COSTIC étant comparable sur ces aspects, il ne semble pas s'agir d'un cas défaillant mais « extrême » ; le profil de consommation

électrique n'y est pas bien synchronisé avec les besoins thermiques ce qui favorise la réinjection sur le réseau.

- d) Comparaison de la production électrique du moteur Stirling en fonction du besoin thermique annuel

La Figure 4.23 permet d'illustrer la quasi-linéarité entre production électrique annuelle et le besoin thermique. Cependant, plus le besoin thermique augmente, plus la production électrique annuelle (terrain et simulations) s'écarte de la production électrique théorique maximale (tracée pour 900 W de production électrique et 6 kW de production thermique). Cela est expliqué par l'utilisation de l'appoint qui augmente conjointement au besoin thermique. Plus un bâtiment est déperditif, plus sa puissance de pointe est élevée ; or la puissance du moteur Stirling étant limitée, l'appoint est plus sollicité, particulièrement en période de puisage ECS.

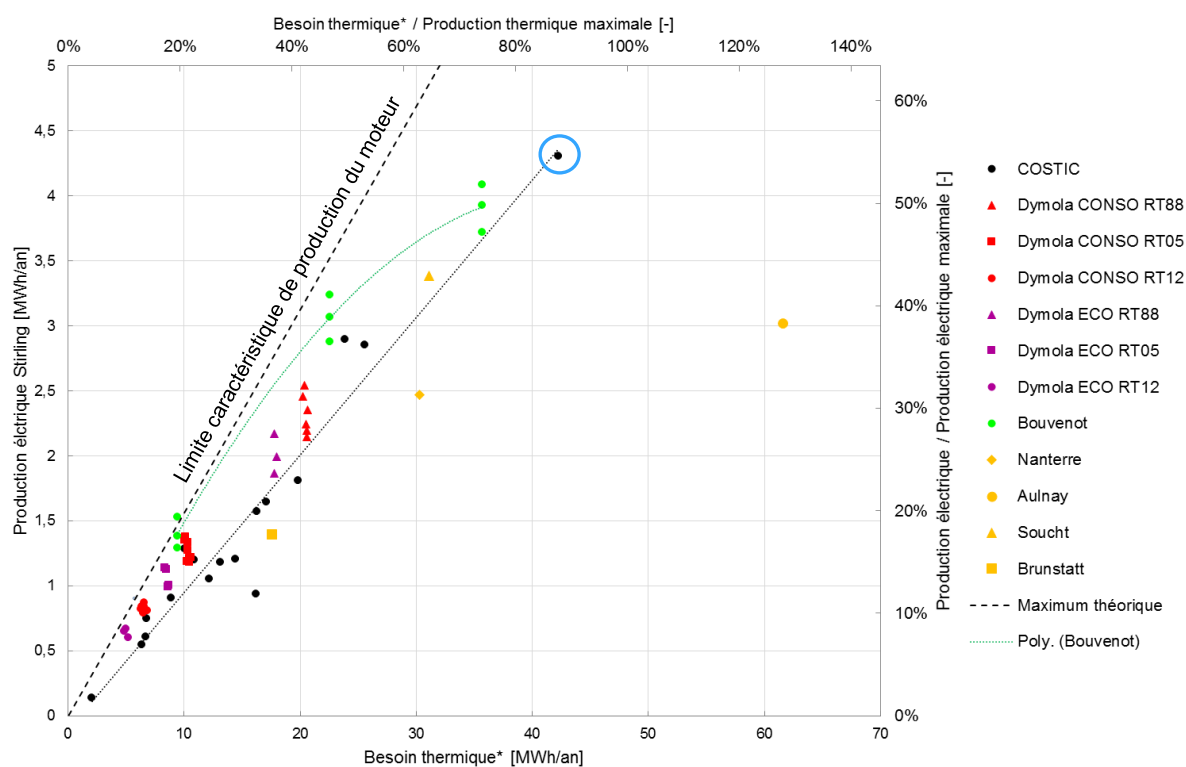


Figure 4.23 : Production électrique annuelle nette du moteur Stirling en fonction du besoin thermique du bâtiment des field-tests et des bâtiments simulés

La production électrique dépend du profil thermique du bâtiment et de la taille du stockage thermique. C'est la raison pour laquelle le point entouré en bleu dans la Figure 4.23, correspondant au pavillon équipé d'une piscine chauffée par l'écogénérateur, permet de plus solliciter le moteur Stirling que dans les autres cas d'étude : en été une base de besoin thermique sera assurée sans sollicitation de l'appoint mais ce cas n'est pas représentatif d'un logement individuel « classique ».

Dans le cas de Bouvenot, les pics de demande thermique sont plus faibles que sur le terrain et que dans les simulations Dymola (cf. 3.2.2.b) : il explique en effet que son outil de calcul des besoins thermiques sous-estime les appels de puissance, notamment en hiver. Pour cette raison, l'appoint est généralement moins sollicité que dans les autres cas d'étude de besoins thermiques comparables ; le Stirling est donc plus utilisé ce qui augmente la production électrique.

Enfin, dans le cas des simulations Dymola, on constate une bonne adéquation avec les essais terrain, bien que la production soit aussi légèrement supérieure à la tendance des field-tests. Cette figure illustre aussi l'influence de la configuration hydraulique (stockage/montage) car, dans le cas du bâtiment RT 1988, la production électrique annuelle du moteur Stirling peut varier de 2,2 à 2,6 MWh (+18 %) pour le même bâtiment et les mêmes usages.

3.2.5 Conclusions et perspectives

a) Conclusions

Les simulations réalisées avec Dymola donnent dans l'ensemble des résultats cohérents avec les résultats de terrain. Il n'existe cependant pas de critère universel et objectif permettant de définir une limite entre la validation et l'invalidation des modèles. Cela est d'autant plus vrai que l'on ne dispose pas de calculs d'incertitude sur les mesures terrain.

Toutefois, on peut établir que l'utilisation de la plateforme de modélisation Dymola/Modelica présente des résultats satisfaisants qui permettront de mener des études de cas détaillées d'intégration de micro-cogénérateurs aux bâtiments : schéma hydraulique (ballons tampons), régulation (...) au chapitre 5.

La deuxième partie de cette étude concernant la validation/comparaison d'un assemblage de modèles avec des installations réelles sur la base **d'indicateurs annuels macro** a permis de mettre en lumière :

- Pour des besoins thermiques et/ou électriques comparables, les indicateurs peuvent être assez dispersés dans les field-tests, en particulier le taux d'autoconsommation.
- L'impact des appels de puissance thermique sur la production électrique du moteur Stirling, laquelle peut être surévaluée si les appels de puissance sont trop faibles dans le modèle utilisé. Pour cela, il semble pertinent de recourir à l'utilisation de la simulation intégrée et dynamique des systèmes et du bâtiment (y compris ses usages).
- La forte sensibilité des résultats aux usages électriques. Il paraît donc nécessaire d'utiliser des générateurs de profils électriques à pas de temps fin et si possible stochastiques (ou, à défaut, une banque de mesures de consommations électriques fournie).
- La sensibilité de l'autoconsommation au montage hydraulique et au besoin thermique. Une modélisation intégrée de l'enveloppe et des systèmes de chauffage est donc utile pour caractériser leurs effets.

b) Perspectives

Les poursuites possibles sont les suivantes :

- Approche expérimentale :
 - Ajouter les données des field-tests Engie (GrDF/CRIGEN) réalisés en région lyonnaise (écogénérateur Whispergen dont le ratio E/C de production est proche de celui étudié).
 - Collecter des données sur le matériel d'instrumentation, les configurations hydrauliques et modes de régulation dans chaque site suivi par le COSTIC.
 - Calculer les incertitudes sur les indicateurs calculés à partir des mesures *in situ*.

- Approche en simulation :
 - Effectuer des simulations sans réduit de nuit ou de jour, en particulier en profil d'usage « économe », pour évaluer son impact sur le taux d'autoconsommation.
 - Multiplier les profils d'usage pour observer l'évolution des performances selon la consommation électrique/présence/puisage ECS dans de nombreux cas.
 - Etudier des montages en chaufferie collective (résidentiel ou tertiaire) avec différents types de générateurs d'appoint et de mode de préparation d'eau chaude sanitaire.

Dans la partie suivante, **on présente le développement d'un modèle de micro-cogénérateur plus générique** qui est intégrable à la plateforme présentée dans ce chapitre. Contrairement au modèle employé jusqu'ici, il vise à ne plus être spécifique à un appareil et ne nécessite pas forcément de données expérimentales détaillées.

4 Vers un modèle de micro-cogénération plus générique

4.1 Forme générale du modèle développé

L'objectif du modèle générique de micro-cogénération est d'en faciliter la modélisation pour toute une gamme de puissances dans le cas de plusieurs technologies. On souhaite aussi conserver une représentation des conditions non-nominales de fonctionnement et des phénomènes transitoires. La difficulté réside dans le fait que chaque technologie n'est pas sensible aux mêmes variables d'influence ou l'est dans des proportions différentes. De plus, au sein d'une même famille technologique il existe une disparité de performances plus ou moins marquée. Il faut donc trouver un compromis entre précision et généralité. On choisit de classer les cogénérations selon quatre technologies et d'identifier des variations de performance caractéristiques de chacune des classes.

4.1.1 Quels phénomènes prendre en compte ?

- Choix des technologies de micro-cogénération considérées dans le modèle générique

Dans ce chapitre, on choisit de délimiter le périmètre du modèle générique à quatre technologies, et deux sous-groupes pour les piles à combustible, fonctionnant au gaz naturel. Les justifications d'un périmètre restreint à ces technologies sont données ci-après.

- Le **moteur Stirling** (MS) est intégré dans des micro-cogénérations qui sont réellement commercialisées aujourd'hui et on dispose de beaucoup de données d'essais ou de suivis sur plusieurs machines depuis 10 ans.
- Le **moteur à combustion interne** (MCI) est la technologie la plus ancienne et la plus installée en Europe et dans le monde pour des puissances supérieures à 5 kW_{el}, de nombreuses données d'essai sont aussi disponibles, dont celles du chapitre 3.
- Les **micro-turbines** (MT) sont bien installées sur le marché pour des puissances de plus de 30 kW_{el} et de nouveaux produits arrivent sur le marché pour des puissances inférieures. On trouve des données en régime stationnaire et nous avons pu mener notre propre campagne expérimentale dans le chapitre 3.
- Les **piles à combustible** (PàC) sont considérées comme l'avenir de la micro-cogénération ; leur développement au Japon laisse à penser que la maturité technologique est proche pour une introduction sur le marché. La recherche fondamentale et appliquée est aujourd'hui très active sur cette technologie et des programmes d'essais grandeur réelle fourniront bientôt des retours d'expérience de systèmes pré-commerciaux. En revanche les données d'essai sont plus difficiles d'accès car les constructeurs et les énergéticiens restent prudents et ne publient pas systématiquement leurs résultats. Les deux technologies de pile qui sont aujourd'hui intégrés dans les systèmes de micro-cogénération sont très majoritairement de type SOFC et PEMFC. L'offre industrielle est toutefois limitée à des puissances électriques de l'ordre du kW.
- On choisit de ne pas traiter les cogénérations à cycle de Rankine et ses variantes car les systèmes sont moins proches de la commercialisation en micro-cogénération (à l'inverse de

systèmes de plus forte puissance), les rares tentatives de commercialisation ayant été interrompues.

- Phénomènes stationnaires

Le chapitre 3 a permis de mettre en lumière l'influence des variables suivantes sur les performances des micro-cogénérateurs en régime stationnaire :

- Température de retour d'eau
- Débit d'eau circulant dans le cogénérateur
- Charge partielle du cogénérateur
- Température d'air comburant

L'influence de chacun de ces paramètres examinés au chapitre 3 sur les performances de chaque technologie est récapitulée dans le Tableau 4.7. Les « x » signifient que la variable est prise en compte et son impact quantifiable, « - » signifie que la variable a un impact jugé trop peu significatif dans la suite sur les performances pour être conservé dans une approche générique. Il est à noter qu'on décide de ne pas tenir compte de l'influence du débit d'eau, y compris pour les moteurs Stirling, on s'appuie sur la proposition de (Bouvenot, 2015) qui ne tient pas compte de ce phénomène dans la « version simplifiée » de son modèle.

Variable d'influence	MCI	PàC	ST	MT
Charge partielle	x	x	x	x
Température retour d'eau	x	x	x	x
Débit d'eau	-	-	-	-
Température d'air comburant	-	-	-	x

Tableau 4.7 : Variables d'influence sur les performances pour chacune des technologies, moteur Stirling (ST), moteur à combustion interne (MCI), micro-turbine (MT) et pile à combustible (PàC)

- Phénomènes instationnaires

Dans le modèle utilisé au chapitre 3, deux phénomènes instationnaires sont principalement modélisés :

- Dynamiques de démarrage et de refroidissement
- Température de la capacité thermique interne « moteur »

D'une part, la modélisation des démarrages et des refroidissements impacte directement la consommation de combustible et l'énergie produite calculée donc le bilan d'exploitation de la cogénération. Ceci est d'autant plus prépondérant pour les systèmes de cogénération qui n'ont pas de limitation quant aux cycles de marche/arrêt (moteur Stirling par exemple) et qui ne fonctionnent pas « en base » des besoins thermiques. Par contre, pour d'autres technologies, comme les piles à combustible, le faible nombre d'arrêts supportés par la technologie (moins d'un par jour pour une cogénération PEMFC et un à deux par an pour une SOFC) rend la modélisation des démarrages et refroidissement moins importante.

D'autre part, même dans le modèle détaillé, le calcul de la température moteur (capacité thermique interne agrégée) n'intervient pas dans le calcul de l'énergie produite et consommée par la cogénération. Cela permet seulement une représentation plus détaillée des pertes thermiques en fonction du temps et des conditions de fonctionnement. L'intérêt de conserver la modélisation de la capacité thermique du moteur est trop limité en comparaison de la difficulté de paramétrage qu'elle induit (cf. chapitre 3). On choisit de ne pas la conserver dans le modèle générique.

- Modèle de combustion et pertes par les fumées

Dans le chapitre 3, on a vu que la modélisation de la combustion et des pertes par les fumées nécessite de déterminer le facteur d'air de combustion, la température des fumées et la composition du combustible pour réaliser un bilan enthalpique complet de la cogénération. Dans le cadre d'une modélisation plus générique reposant sur un minimum de données, ces paramètres qui ne sont pas toujours accessibles, en particulier à des conditions de fonctionnement non-nominales, ne peuvent pas être conservés.

- Synthèse

En résumé, l'approche de modélisation que nous choisissons pour le modèle générique est plus empirique qu'auparavant et néglige deux aspects physiques : réaction de combustion et dynamique de la capacité thermique interne. On ne conserve au final que des corrélations en régime stationnaire pour les puissances combustible, thermique et électrique. En régime de démarrage et de refroidissement, on conserve une modélisation comparable au modèle détaillé dans le chapitre 3.

4.1.2 Modélisation adoptée en régime stationnaire

- Limites de la forme actuelle du modèle

Le modèle utilisé dans le chapitre 3 décrit les termes de puissance consommée ou produite en régime stationnaire sous la forme suivante (équation 8).

$$P = P^{nom} + a_1(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + a_2(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom}) + a_3(1 - PLR) + a_4(T_{air} - T_{air}^{nom}) \quad (8)$$

Les coefficients empiriques a_1 à a_4 qui doivent être déterminés par identification sont absolus (W/K, etc...). Or, la variation absolue de la puissance par degré d'écart de la température d'eau d'un moteur de 5 kW_{el} n'est probablement pas identique à celle d'un moteur de 50 kW_{el} par exemple. Dans une approche générique, nous devons proposer une manière de tenir compte de la variation absolue de puissance délivrée ou consommée en conditions non-nominales selon la puissance nominale du cogénérateur et sa technologie.

- Exemples de modèles dans la littérature

Approche par chaîne de rendements

La modélisation des machines thermiques et électriques par un empilement de rendements est courante dans la littérature, on retrouve par exemple cette approche pour des pompes et circulateurs à vitesse variable (Bernier & Bourret, 1999) afin de calculer la puissance absorbée P_{in} à partir de la puissance théorique P_{theo} à fournir à l'eau (équation 9). Les rendements du variateur de fréquence η_{VFD} , du moteur électrique η_m et hydraulique η_p sont tous connus indépendamment les uns des autres selon la vitesse de rotation nominale ou le débit de fluide circulant dans le système.

Les auteurs proposent des corrélations différentes pour chacun des trois termes de rendement correspondant aux trois composants. Les paramètres de ces corrélations peuvent être adaptés selon le type de matériel (moteur électrique performant ou non, type d'aubage, ...).

$$P_{in} = \frac{P_{theo}}{\eta_{VFD} \cdot \eta_m \cdot \eta_p} \quad (9)$$

Approche par rendement normalisé

Plus récemment, (Bianchi, et al., 2014) ont proposé de normaliser les rendements électriques et thermiques de micro-cogénérateurs par rapport au rendement à pleine charge. L'objectif est de réaliser une estimation annuelle des performances par un calcul statique au pas horaire selon le besoin thermique du bâtiment et tenant compte de la dégradation du rendement du cogénérateur à charge partielle.

Les courbes de rendements normalisés pour trois micro-cogénérateurs sont illustrées sur la Figure 4.24. Par exemple, pour ces trois cogénérateurs (1 MCI et 2 MT), le rendement électrique est dégradé à charge partielle et le rendement thermique reste constant ou s'améliore. Toute chose égale par ailleurs, on peut affirmer que les rendements de la CHP2 sont moins sensibles à la charge partielle que ceux des CHP1 et 3.

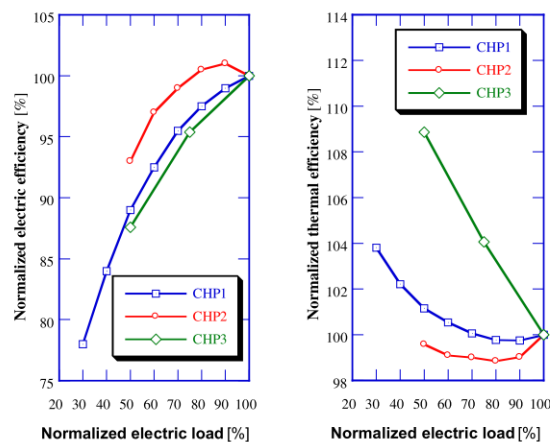


Figure 4.24 : Rendements électriques et thermiques normalisés en fonction de la charge partielle, source : (Bianchi, et al., 2014)

- Proposition de modélisation

Nous proposons une combinaison des approches décrites précédemment pour le régime stationnaire afin d'aboutir à un modèle générique de micro-cogénération adapté à toutes les technologies. Le principe consiste à décomposer les rendements électrique et thermique en régime non-nominal des micro-cogénérateurs en fonction des conditions de fonctionnement, ce de manière normalisée.

Chaque terme qui compose le rendement électrique ou thermique (équation 3) décrit la sensibilité du cogénérateur à une variable d'influence : sensibilité à la température d'eau $\eta^{a,T_{cw,i}}(t)$, la température d'air $\eta^{a,T_{air}}(t)$ et la charge partielle $\eta^{a,PLR}(t)$. On définit des lois de variations de chacune de ces composantes du rendement, ces lois sont soit :

- génériques pour une famille technologique (paramétrage par défaut),
- particulières si l'on dispose de données plus précises pour une machine (essais...).

Les rendements électriques et thermiques en régime stationnaire non-nominal sont donc obtenus suivant deux équations de la même forme que l'équation 10. Les termes de rendement normalisés $\eta^{n,T_{cw,i}}(t)$, $\eta^{n,PLR}(t)$ et $\eta^{n,T_{air}}$ sont indépendants, cela signifie par exemple que la variation relative de rendement thermique selon la charge partielle ne dépend pas de la température de retour d'eau. On verra dans la partie 4.2 que cette approximation est satisfaisante.

La puissance électrique est fixée proportionnellement à la commande de charge partielle PLR (équation 11) qui dépend de la régulation, extérieure au modèle. À partir de la puissance électrique, on détermine la puissance combustible consommée et thermique délivrée selon les équations 12 et 13.

$$\eta(t) = \eta^{n,T_{cw,i}}(t) \cdot \eta^{n,PLR}(t) \cdot \eta^{n,T_{air}}(t) \cdot \eta^{nominal} \quad (10)$$

$$P_{el} = PLR \cdot P_{el}^{nominal} \quad (11)$$

$$P_{fuel} = \frac{P_{el}}{\eta_{el}} \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{HX} = P_{fuel} \cdot \eta_{th} \quad (13)$$

La forme mathématique générique des rendements normalisés $\eta^{n,T_{cw,i}}$, $\eta^{n,PLR}$ et $\eta^{n,T_{air}}$ est déterminée pour chaque technologie à partir d'une base de données regroupant de nombreuses fiches techniques et études expérimentales présentées dans la partie 4.2.

A partir de cette base de données, on détermine aussi les corrélations donnant le rendement électrique ou thermique nominal $\eta^{nominal}$ en fonction de la puissance électrique nominale de la cogénération, le rendement nominal ne dépend pas du temps ou des conditions de fonctionnement. Pour les micro-turbines et moteurs à combustion interne, les corrélations entre rendements nominaux et puissance électrique nominale sont facilement identifiables, on utilise l'équation 14.

$$\eta^{nominal} = a \cdot \ln(P_{el}^{nom}) + b \quad (14)$$

Pour les piles à combustible, les données manquent en raison du faible nombre de machines à maturité suffisante. En effet, on choisit de se limiter aux systèmes commercialisés ou à un stade de démonstration abouti pour l'usage bâtiment. On rencontre la même contrainte avec les moteurs Stirling. De plus, pour ces deux technologies, la plupart des machines affichent une puissance autour de 1 kW_{el}, ce qui ne facilite pas l'identification d'une corrélation rendement - puissance. Nous n'avons donc pas pu identifier de corrélation satisfaisante entre les rendements nominaux et la puissance électrique nominale pour ces deux technologies.

4.1.3 Modélisation des démarrages et refroidissements

Les données concernant les phases de démarrage et de refroidissement des micro-cogénérateurs sont les moins documentées dans la littérature. L'Annexe 42 ayant particulièrement contribué à la publication et à la prise en compte des phénomènes dynamiques, il est donc logique que l'on y retrouve un certain nombre des sources de données encore aujourd'hui.

Le choix de modélisation des démarrages et refroidissements repose sur les essais menés durant cette thèse pour les moteurs à combustion interne et les micro-turbines et sur les travaux de (Andlauer, 2011) et (Bouvenot, 2015) pour le moteur Stirling. Pour les piles à combustible, nous avons obtenu des données d'essais éparées. En particulier, les quatre piles à combustible sur lesquelles repose le modèle de la réglementation thermique (« Titre V système ») fournissent des indications sur le comportement des technologies SOFC et PEMFC. Pour chaque technologie, nous avons comparé ces résultats avec le reste de la littérature lorsque c'était possible. A partir de toutes ces observations, on détermine la forme mathématique décrivant au mieux les phases de démarrage et refroidissement des puissances consommées et produites pour chacune des technologies.

- Moteur Stirling

Concernant les cogénérations à moteur Stirling, beaucoup de systèmes ayant fait l'objet d'études expérimentales sont basés sur le moteur MicroGen comme celui équipant l'Hybris Power 1 kW_{el} qui a été réutilisé dans cette thèse. Les autres moteurs les plus représentés sont le WhisperGen (dont une séquence type de fonctionnement est proposée Figure 4.25) et le moteur SOLO (Figure 4.26) qui ne sont aujourd'hui plus commercialisés. Bien que de conception différente, le WhisperGen présente des dynamiques de démarrage et de refroidissement très similaires au moteur MicroGen. En revanche, le SOLO a une séquence de démarrage présentant une première phase à puissance combustible réduite, une faible production thermique et pas de production électrique. Ce n'est que dans un second temps que la puissance combustible atteint la valeur nominale et la puissance électrique démarre avec une évolution comparable au MicroGen. De plus, la Figure 4.26 montre que de manière analogue à la micro-turbine, la phase de démarrage du moteur SOLO est sensible au temps de refroidissement précédent. La modélisation par retard et loi exponentielle paraît tout de même possible et pertinente.

On choisit finalement de conserver la modélisation du démarrage et du refroidissement initialement proposée par (Andlauer, 2011) explicitée dans l'annexe 1 du chapitre 3 qui décrit l'évolution de la puissance thermique et électrique suivant une forme exponentielle en assimilant la cogénération à un système dynamique du premier ordre.

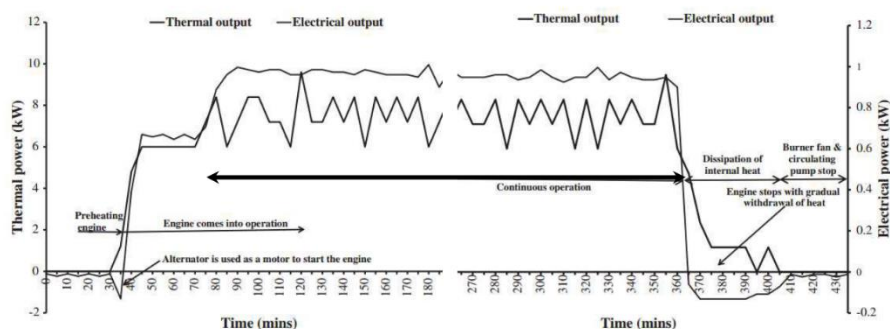


Figure 4.25 : Démarrage et refroidissement d'un moteur WhisperGen IV, source : (Conroy, et al., 2013)

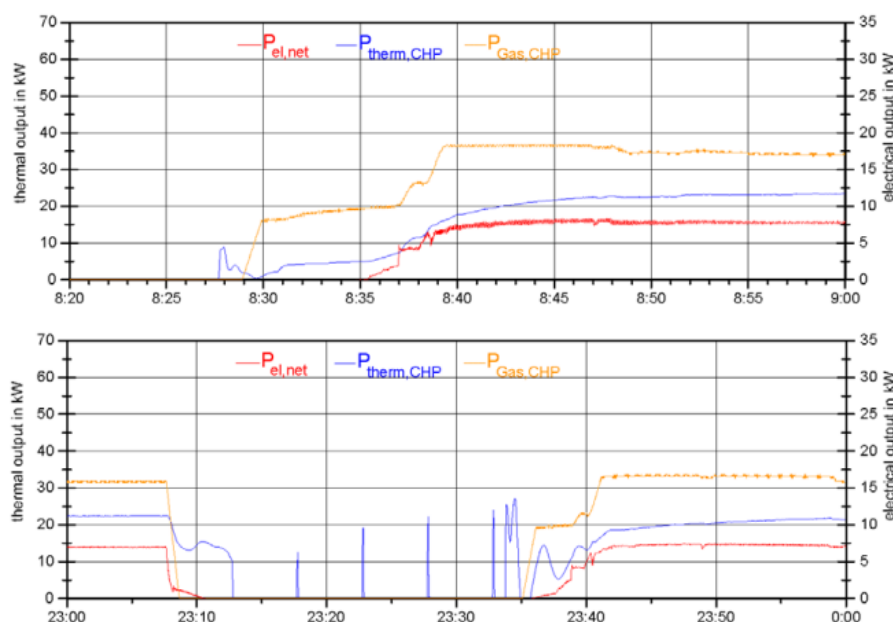


Figure 4.26 : Démarrages à froid (haut) et à chaud (bas) et refroidissement d'un moteur Stirling SOLO, source : (Arndt, et al., 2007)

- Moteur combustion interne

On trouve davantage de publications sur les performances en régime dynamique des moteurs à combustion interne. Par exemple dans le cadre de l'Annexe 42, (Arndt, et al., 2007) ont publié des données de plusieurs séries d'essais en laboratoires dont ceux du moteur Senertec 5,5 kW_{el} (Figure 4.27) qui est l'un des systèmes de micro-cogénération les plus vendus en Allemagne. Plus récemment, (Rosato & Sibilio, 2013) ont publié les données d'essais réalisés sur un moteur AISIN de 6 kW_{el} (Figure 4.28). Dans les deux cas, le comportement est similaire :

- La puissance combustible est instantanément à sa valeur de régime stationnaire, une légère surpuissance est constatée durant une à deux minutes mais on la considère négligeable.
- La puissance électrique est instantanément délivrée à la valeur nominale.
- La puissance thermique a une dynamique beaucoup plus lente et atteint 95 % de sa valeur en régime stationnaire en une quinzaine de minutes au minimum (presque 30 minutes pour le moteur Senertec).
- Le moteur à combustion interne ne démarre pas nécessairement à puissance nominale et peut démarrer à puissance réduite (Figure 4.28).

Ces constats sont tout à fait cohérents avec le fonctionnement du moteur CogenGreen de 7,5 kW_{el} étudié au chapitre 3. On choisit donc une modélisation du régime de démarrage et de refroidissement comme proposé au chapitre 3 : échelons de puissance pour les puissances électrique et combustible et une forme exponentielle représentant un système dynamique du premier ordre pour la puissance thermique.

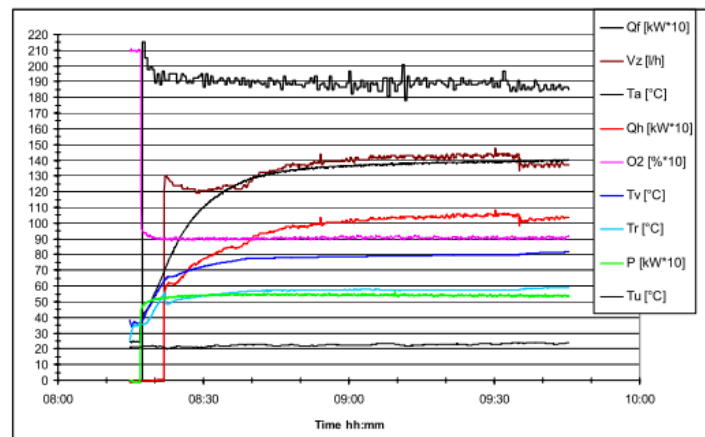


Figure 4.27 : Essai de démarrage d'un MCI Senertec, source : (Arndt, et al., 2007)

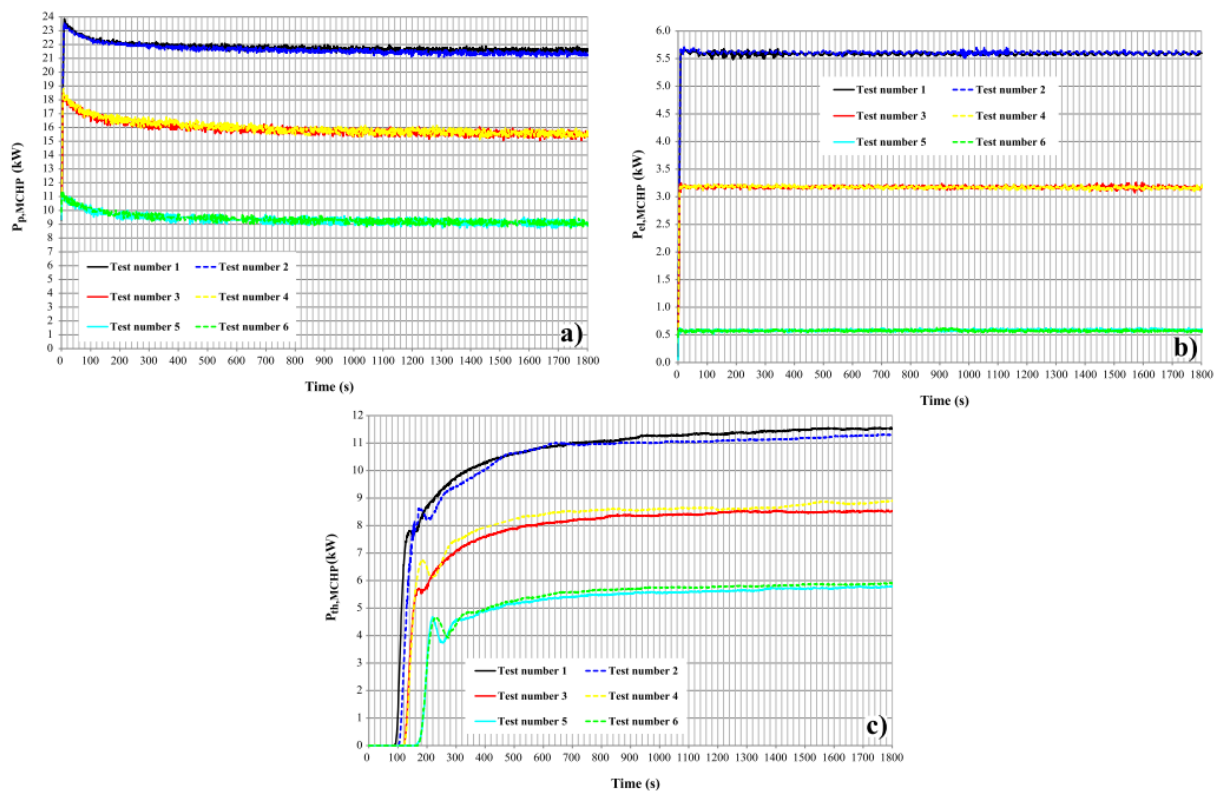


Figure 4.28 : Essai de démarrage d'un MCI AISIN 6 kW_{el}, puissance combustible (gauche), électrique (droite) et thermique (bas), source : (Rosato & Sibilio, 2013)

- Micro-turbine

Pour les micro-turbines, nous n'avons pas pu identifier d'essais dynamiques publiés, **nous sommes contraints de généraliser les observations du chapitre 3.**

Nous avons montré que la constante de temps de démarrage de la production thermique dépendait fortement du temps d'arrêt précédant le démarrage. Cependant, nous avons aussi montré à la fin du chapitre 3 que cet aspect de la modélisation n'est pas primordial pour un calcul correct des performances saisonnières. Par souci de cohérence et de simplicité, on ne distingue donc pas les démarrages à chaud et à froid pour la technologie micro-turbine.

Le démarrage de la micro-turbine MTT se déroule de la manière suivante :

- une surpuissance combustible temporaire (« overshoot »),
- un palier intermédiaire à puissance constante pour la production électrique,
- une évolution de forme exponentielle de la puissance thermique.

Durant le refroidissement, la consommation de combustible est arrêtée immédiatement au signal d'arrêt, la puissance électrique produite est considérée nulle et la puissance thermique décroît de façon exponentielle.

- Pile à combustible (PàC)

Les micro-cogénérations à PàC sont encore des produits peu matures avec un nombre limité d'unités commercialisées qui sont pour la plupart en phase de démonstration en Europe dans les projets Callux puis Ene.field et, à l'avenir, le projet PACE.

Au Japon, le stade de démonstration a été dépassé avec plus de 100 000 cogénérations à piles à combustible vendues. Pour la plupart il s'agit de modèles de 700-750 W_{el}. Les produits les plus proches du marché en Europe sont essentiellement basés sur les technologies japonaises avec Viessmann-Panasonic (PEMFC), Senertec-Toshiba (PEMFC) et Bosch-Aisin (SOFC). Toutefois, leurs performances sont potentiellement différentes des produits japonais puisque les auxiliaires du cœur de pile ont été adaptés au contexte européen (traitement du gaz naturel, brûleur d'appoint...). Par ailleurs, quelques fabricants européens ont poursuivi le développement de produits originaux tels que SolidPower (SOFC), Hexis (SOFC) (racheté par Viessmann), Vaillant (SOFC), Inhouse (PEMFC) et Elcore (PEMFC) qui sont tous testés aujourd'hui dans le projet européen Ene.field.

En raison de la course au développement et de leur coût, on trouve relativement peu de données d'essais publiées sur des systèmes de cogénération complets et encore moins en régime dynamique. On accorde généralement une faible importance aux phases de démarrage/arrêt étant donné que les cogénérations à PàC peuvent subir un nombre très limité de cycles marche/arrêt avant dégradation du cœur de pile. Elles sont généralement conçues pour fonctionner en base.

Les trois principales sources de données pour la partie dynamique des PàC sont des communications de résultats d'essais de systèmes pré-commerciaux par Engie (Tableau 4.8 et Figure 4.29), des données de l'Annexe 42 (qui ont plus de 10 ans) (Arndt, et al., 2007) et le projet de titre V de la réglementation thermique.

	Pile A (PEMFC)	Pile B (PEMFC)	Pile C (PEMFC)	Pile D (SOFC)	Pile E (SOFC)
Temps de démarrage à froid (puissance électrique nominale)	1 h	1 h	1 h 30	3 h 30	18 h

Tableau 4.8 : Durée avant production électrique nominale lors d'un démarrage à froid pour 5 piles testées par Engie

Le Tableau 4.8 tiré des échanges avec Engie montre que les PEMFC sont généralement rapides à démarrer (de l'ordre de l'heure) et les SOFC beaucoup plus longues (3 à 18 h mais avec une grande variabilité selon les machines, confirmée par (Ellamla, et al., 2015)). Le type de traitement du combustible (pour passer du gaz naturel à l'hydrogène consommé par le cœur de pile) joue aussi un rôle majeur dans le temps de démarrage de la cogénération. Or différents systèmes de traitement existent pour les SOFC par exemple (vaporeformeur ou utilisation de l'air pour oxyder le gaz naturel), ce qui influence les dynamiques de démarrage.

L'évolution des énergies produites et consommées durant la phase de démarrage est régie par des contraintes de montée en température progressives des multiples composants d'une cogénération à PàC. La représentation détaillée de toutes ces séquences (exemple Figure 4.29) représente un effort de modélisation incohérent avec l'objectif de généricité du modèle.

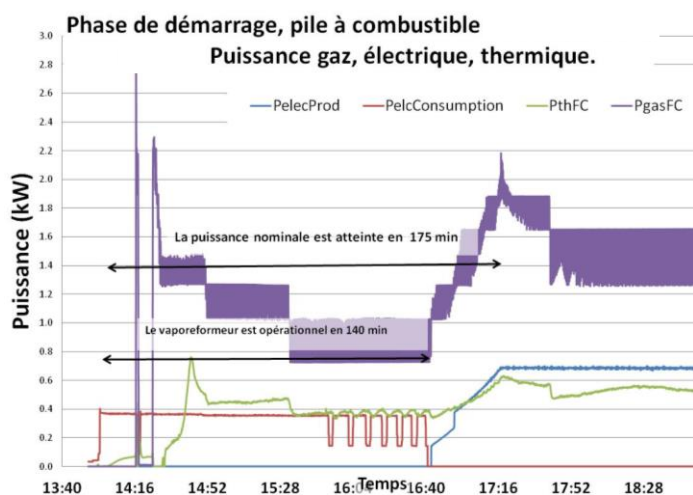


Figure 4.29 : Démarrage d'une pile à combustible SOFC avec vaporeformage, source : (communication d'Engie, 2016)

L'hétérogénéité du comportement des machines et la faible fréquence attendue des cycles marche/arrêt au cours d'une année de fonctionnement nous conduit à adopter une modélisation très simplifiée des phases de démarrage et arrêt inspirée du projet de titre V de la réglementation thermique française, présentée Tableau 4.9. Nous utilisons les mêmes valeurs numériques qui différencient technologies PEMFC et SOFC. On néglige les phases d'arrêt car les quantités d'énergie consommée et produite sont très faibles sur la plupart des cogénérateurs identifiés et parfois non mesurées.

Puissance / Phase de démarrage	Phase 1	Phase 2
Puissance combustible	Consommation	Consommation
Puissance thermique	Production	Production
Puissance électrique	Consommation	Production

Tableau 4.9 : Principe de modélisation du démarrage des piles à combustible selon la puissance et la phase considérées

- Synthèse

On récapitule dans le Tableau 4.10 les choix de modélisation du démarrage de chacune des technologies de micro-cogénération étudiées sur la base des constats précédents. On choisit de regrouper l'évolution des puissances durant le démarrage en 4 grandes formes de modélisation :

- l'échelon, la puissance atteint sa valeur de démarrage instantanément,
- avec palier intermédiaire, la puissance passe par une valeur constante intermédiaire avant d'atteindre la valeur de démarrage,
- l'« overshoot », la puissance connaît un pic avant de redescendre à sa valeur de démarrage,

- la forme exponentielle qui représente typiquement l'évolution d'un système du premier ordre.

Assez logiquement, la forme exponentielle prédomine pour la puissance thermique puisque les machines thermiques peuvent généralement être assimilées à des systèmes du premier ordre. La puissance électrique produite évolue aussi de façon exponentielle pour le moteur Stirling puisqu'il s'agit d'un moteur à combustion externe, la vitesse du (des) cylindre(s) dépend de la température de la source chaude qui s'échauffe progressivement.

L'axe qui entraîne l'alternateur dans un MCI et une MT est mis en mouvement très rapidement après le début de la combustion ; la micro-turbine, en raison des contraintes de température de fonctionnement plus fortes possède une régulation qui tempore la montée à pleine charge. Les puissances électriques sont donc décrites par un ou deux échelons.

On considère que la puissance combustible est généralement injectée immédiatement avec toutefois une valeur intermédiaire dans certains cas (overshoot pour turbine et SOFC, undershoot pour PEMFC).

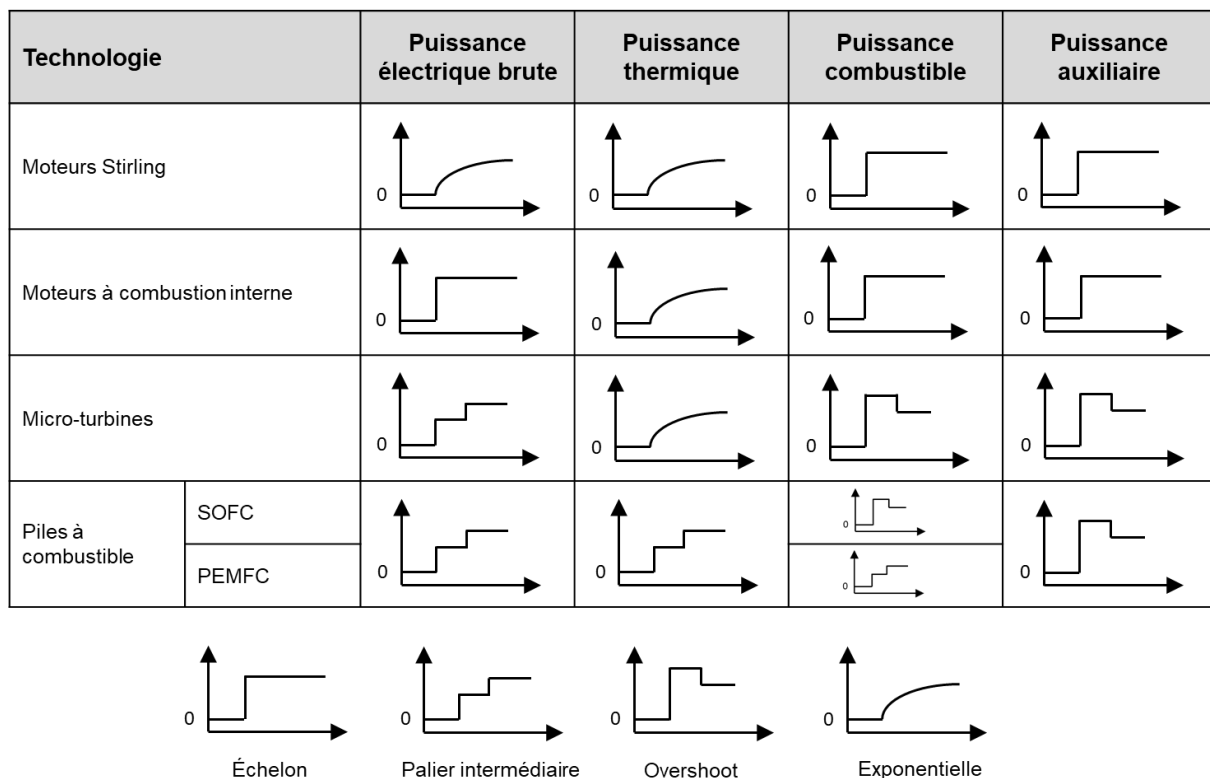


Tableau 4.10 : Modélisation des séquences de démarrage de chaque technologie à l'aide de 4 formes mathématiques (échelon, palier intermédiaire, overshoot et exponentielle) pour les puissances électrique, thermique, combustible et auxiliaire

En guise de perspectives, une analyse de sensibilité serait intéressante pour compléter ces travaux et identifier la pertinence des modélisations les plus raffinées, par exemple l'overshoot et palier intermédiaire. En effet, comme nous l'avons montré au chapitre 3, une modélisation plus fine des

phénomènes au démarrage n'apporte pas nécessairement un gain significatif sur le calcul des performances saisonnières. La dégradation des résultats dépend de chaque technologie et du nombre de cycles marche/arrêt par an.

4.2 Constitution et analyse d'une base de données de performances en régime stationnaire

Dans cette partie, on présente une analyse des données de performances de la littérature et de nos propres essais qui permet de déterminer les formes mathématiques et valeurs numériques des corrélations décrivant les rendements en régime stationnaire de l'équation 10. On souhaite faire apparaître :

- les variations des rendements nominaux de chaque technologie en fonction de la puissance électrique nominale,
- les variations des rendements en régime non-nominal selon les conditions de fonctionnement (température d'air comburant, de retour d'eau et charge partielle).

La base de données s'appuie exclusivement sur des systèmes commercialisés ou pré-commerciaux en phase de test sur le terrain afin de présenter une vision réaliste des performances atteignables aujourd'hui dans des bâtiments qui intègrent une installation de micro-cogénération.

4.2.1 Données de performances nominales

Pour chaque technologie on détermine les rendements électriques et thermiques nominaux des cogénérateurs annoncés par les fabricants en fonction de la puissance électrique nominale.

- Moteur à combustion interne

Pour les MCI, nous avons regroupé les fiches de spécification de quatre grands constructeurs (2G, CogenGreen, Viessmann et EC Power) qui proposent tous une gamme de produits de plusieurs puissances, nous avons distingué les moteurs équipés d'échangeur à condensation sur les fumées des autres appareils. Le rendement thermique nominal est fortement dépendant de la présence de ce dispositif ; en revanche le rendement électrique n'en dépend pas (cela n'influe pas sur le cycle moteur). Les corrélations identifiées sont données sur la Figure 4.30. On notera que la somme des rendements électriques et thermiques est relativement constante quelle que soit la puissance nominale.

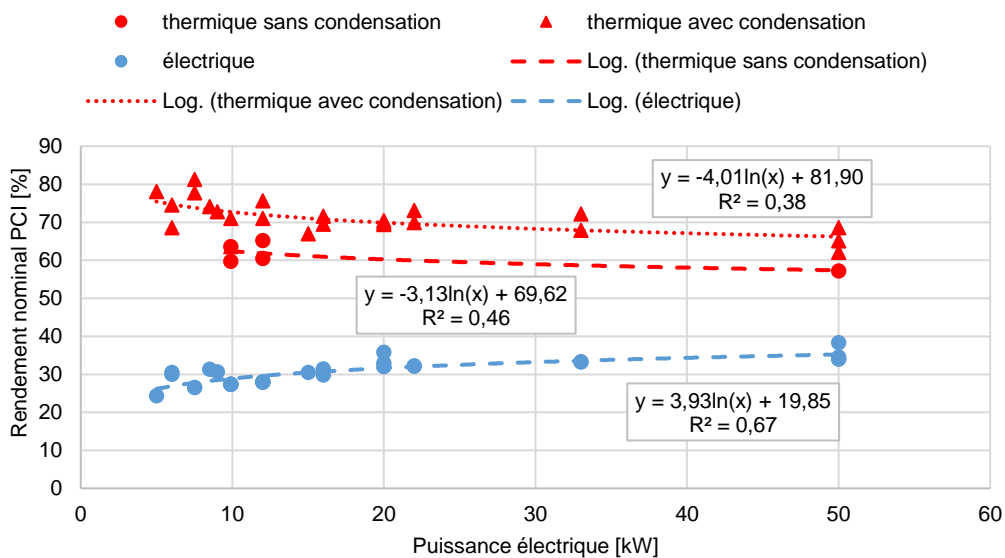


Figure 4.30 : Données de performances nominales des micro-cogénérations MCI avec ou sans récupération de chaleur sur les condensats entre 5 et 50 kW_{el}

- Piles à combustible

Concernant les piles à combustible à oxyde solide (SOFC), les performances nominales des cogénérateurs sont très hétérogènes, il est impossible de déterminer une corrélation à partir des données présentées sur la Figure 4.31 (haut). Les rendements électriques et thermiques moyens s'établissent tous deux à 44 % PCI. La pile BlueGen en particulier, anciennement développée par CFCL puis achetée par SolidPower est la pile la plus efficace du monde avec un rendement électrique de 60 % (PCI). Cependant, elle est en phase de test depuis plus de 5 ans.

Concernant les piles à combustible à membrane d'échange d'ions (PEMFC), les performances apparaissent plus homogènes (Figure 4.31 bas), le rendement électrique moyen s'établit à 35 % (PCI) et le rendement thermique moyen à 57 % (PCI).

Pour les deux types de pile, on considère par défaut les rendements moyens donnés ci-avant, quelle que soit la puissance nominale.

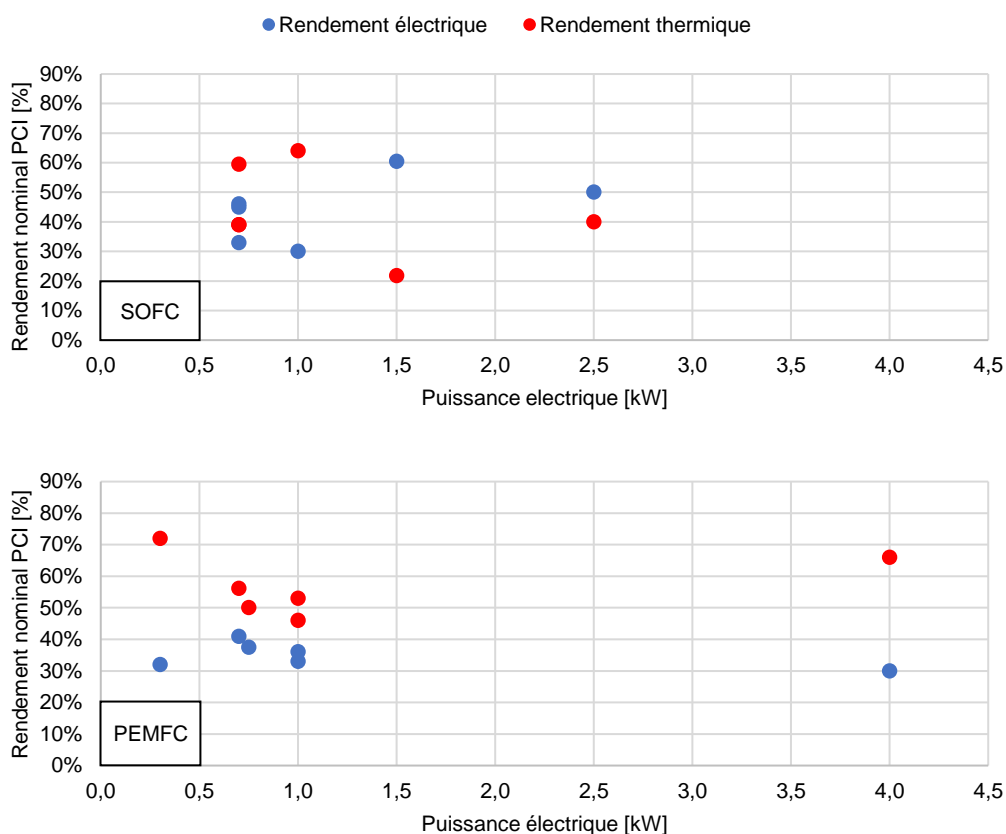


Figure 4.31 : Données de performances nominales des micro-cogénérations SOFC entre 0,7 et 2,5 kW_{el} (haut) et PEMFC entre 0,3 et 4 kW_{el} (bas)

- Moteur Stirling

Le même exercice est conduit pour les moteurs Stirling, il est cependant difficile d'identifier des machines de plus de 7 kW_{el} et la plupart des machines sont d'une puissance proche de 1 kW_{el} car basées sur le moteur conçu par MicroGen équipant les cogénérateurs de Viessmann, Senertec et De Dietrich. Inspirit Energy produit des unités de 2 et 3 kW_{el} dont la commercialisation semble proche et Qnergy un modèle de 6,5 kW_{el} en phase pré-commerciale. On élimine le moteur SOLO qui n'est plus commercialisé aujourd'hui, il présentait des performances supérieures ($\eta_{el} > 20\%$) à la tendance observée sur la Figure 4.32. Sur cette figure, les rendements nominaux sont comparables quelle que soit la puissance nominale.

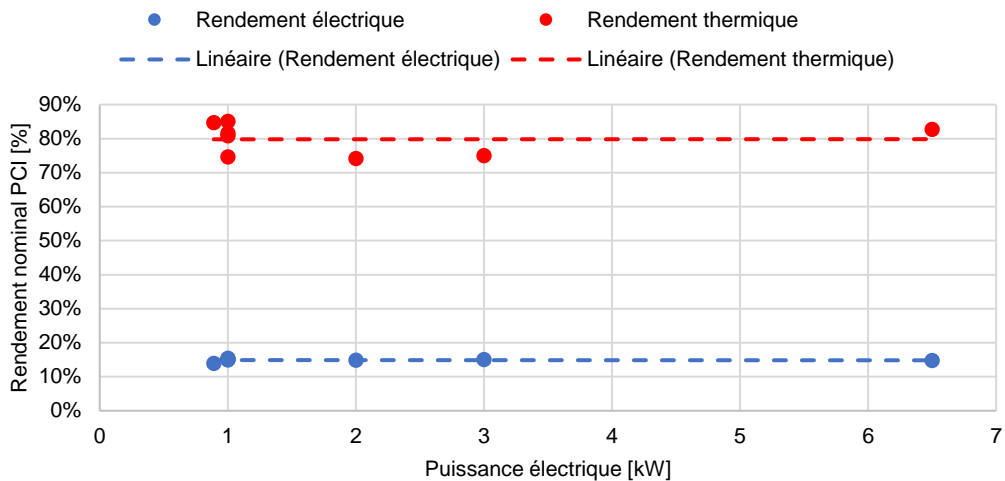


Figure 4.32 : Données de performances nominales des micro-cogénérations Stirling entre 0,9 et 6,5 kW_{el}

- Micro-turbine

Les micro-turbines disponibles sur le marché sont essentiellement produites par Capstone qui dispose d'une gamme de 30 à plusieurs centaines de kW_{el} (Figure 4.33). Ansaldo Energia et la EnerTwin MTT complètent la base de données. On prolonge les courbes au-delà de la limite de la micro-cogénération (50 kW_{el}) pour disposer de suffisamment de points afin identifier des corrélations pertinentes. Comme pour les moteurs à combustion interne, le rendement global des micro-turbines apparaît relativement constant et limité à 85 % PCI.

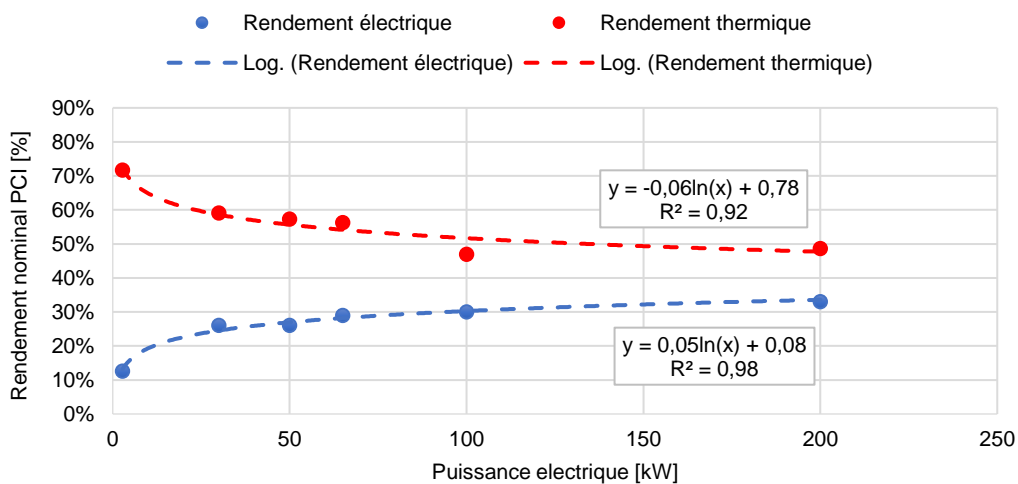


Figure 4.33 : Données de performances nominales des micro/mini-cogénérations MT entre 3 et 200 kW_{el}

4.2.2 Performances à charge partielle

Dans cette sous-partie, on cherche à déterminer l'impact de la charge partielle sur le rendement thermique et le rendement électrique. Toutes les technologies de micro-cogénération sont capables de moduler la puissance produite et absorbée pour adapter la production aux besoins thermiques ou électriques du bâtiment. En revanche, les intégrations qui en sont faites par les constructeurs

sous forme de systèmes de cogénération commerciaux ne sont pas toutes dotées de capacités de modulation.

La modulation de puissance se fait pour les moteurs et les turbines en adaptant la quantité de combustible injectée pour modifier la vitesse de rotation (linéique dans les moteurs linéaires) ou le couple à l'arbre du moteur. Pour les piles à combustible, la quantité de combustible injectée modifie la quantité de réactifs dans les cœurs de pile et fait varier le couple tension-intensité aux bornes de la pile.

Lorsque la cogénération fonctionne à charge partielle, les performances peuvent être altérées, souvent dégradées, parfois améliorées. Pour une machine donnée, le signe de la variation de performance n'est pas nécessairement identique entre production électrique et thermique. La littérature traite de manière assez exhaustive les performances à charge partielle des micro-cogénérations pour toutes les technologies que nous considérons dans la thèse. (Roselli, et al., 2010) ont par exemple compilé les résultats d'essais menés sur plusieurs moteurs à combustion interne et externe (Stirling) dont trois sont modulants (Figure 4.34) à l'instar des travaux de (Bianchi, et al., 2014) pour des moteurs à combustion interne et micro-turbines.

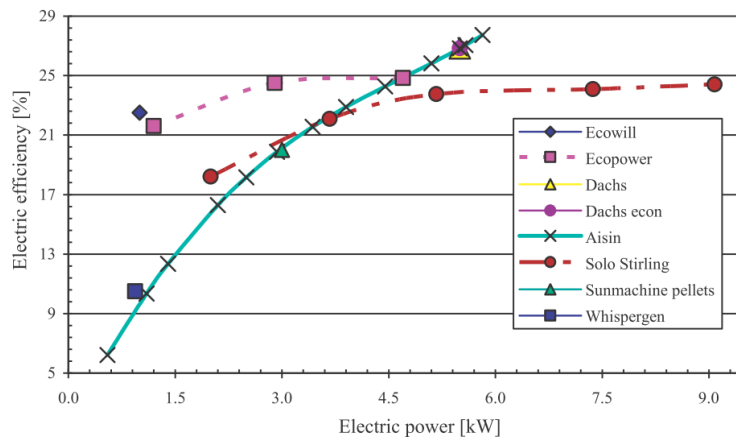


Figure 4.34 : Rendements électriques de plusieurs systèmes de cogénération MCI et ST, source : (Roselli, et al., 2010)

On cherche à généraliser et normaliser ce type de courbes dans le cas de chaque technologie de micro-cogénération en nous appuyant sur nos données expérimentales et celles de la littérature. On souhaite ainsi identifier une « courbe de dégradation relative des performances à charge partielle » pour chaque technologie.

La normalisation des performances à charge partielle est réalisée pour chaque température d'eau (équation 15) – et d'air pour les turbines. Si les courbes $\eta^{a,PLR} = f(PLR)$ à différentes températures sont proches, alors l'hypothèse d'égalité est considérée valide.

$$\eta^{a,PLR} = \frac{\eta^{PLR,T_{cw,i}=30^{\circ}C}}{\eta^{PLR=100\%,T_{cw,i}=30^{\circ}C}} \stackrel{?}{=} \frac{\eta^{PLR,T_{cw,i}=40^{\circ}C}}{\eta^{PLR=100\%,T_{cw,i}=40^{\circ}C}} \stackrel{?}{=} \frac{\eta^{PLR,T_{cw,i}=50^{\circ}C}}{\eta^{PLR=100\%,T_{cw,i}=50^{\circ}C}} \stackrel{?}{=} \dots \quad (15)$$

La loi de dégradation normalisée des performances à charge partielle $\eta^{n,PLR}$ est donnée ci-après (équation 16), cette forme est aussi utilisée par (Staffell, 2015) pour les piles à combustible.

$$\eta^{n,PLR} = a \cdot PLR + \frac{b}{PLR} + c \quad (16)$$

- Moteur à combustion interne

On s'appuie d'abord sur les résultats des essais présentés dans le chapitre 3 car ils croisent variation de températures de retour d'eau et variation de taux de charge. Dans la littérature, ces phénomènes sont généralement étudiés séparément et il n'est pas possible de déterminer si la dégradation relative des performances à charge partielle est similaire quelle que soit la température de retour d'eau comme dans l'équation 15.

On compare les résultats des essais du chapitre 3 avec les données (normalisées pour l'occasion) de la littérature, ce pour différents systèmes. Les paramètres a , b et c (équation 16) sont directement calibrés par minimisation du carré des erreurs avec les données expérimentales normalisées à 40, 50 et 60 °C de température d'eau. Les données de la littérature sont présentées par le nom du premier auteur lorsqu'il s'agit d'essais indépendants du constructeurs (industriel ou publication scientifique) et par le nom commercial de la cogénération s'il s'agit de données constructeurs.

La Figure 4.35 montre la dégradation du rendement électrique normalisé avec la charge du cogénérateur. **L'hypothèse de l'équation 8 est vérifiée : les points à différentes températures d'eau sont quasi-superposés.** On peut donc adopter le modèle de l'équation 16, la dégradation du rendement électrique à charge partielle ne dépendant pas de la température d'eau. D'un point de vue physique, cette hypothèse est valable étant donné que le cycle moteur ne dépend pas de la température d'eau (cf. chapitre 3).

On note un comportement particulier du moteur Aisin (Roselli, et al., 2010) dont le rendement électrique à charge partielle est nettement plus dégradé (sans explication évidente). A l'opposé, le moteur étudié par (Arndt, et al., 2007) conserve de bonnes performances à charge partielle. Les deux autres moteurs sont quant à eux proches du moteur CogenGreen. Les performances des systèmes commerciaux semblent donc modérément homogènes.

La Figure 4.36 illustre l'amélioration du rendement thermique des moteurs à combustion interne, on note une forte homogénéité des rendements thermiques normalisés et une tendance linéaire claire. De nouveau, le rendement thermique normalisé en fonction du taux de charge ne dépend pas de la température d'eau.

On distingue deux groupes de cogénérateurs, ceux dont la modulation de charge peut atteindre environ 25 % et ceux limités à 50 %. En raison de la forte dégradation du rendement électrique sur

certaines modèles à des taux de charge faibles, on considère que la charge minimale standard est de 50 % pour les MCI.

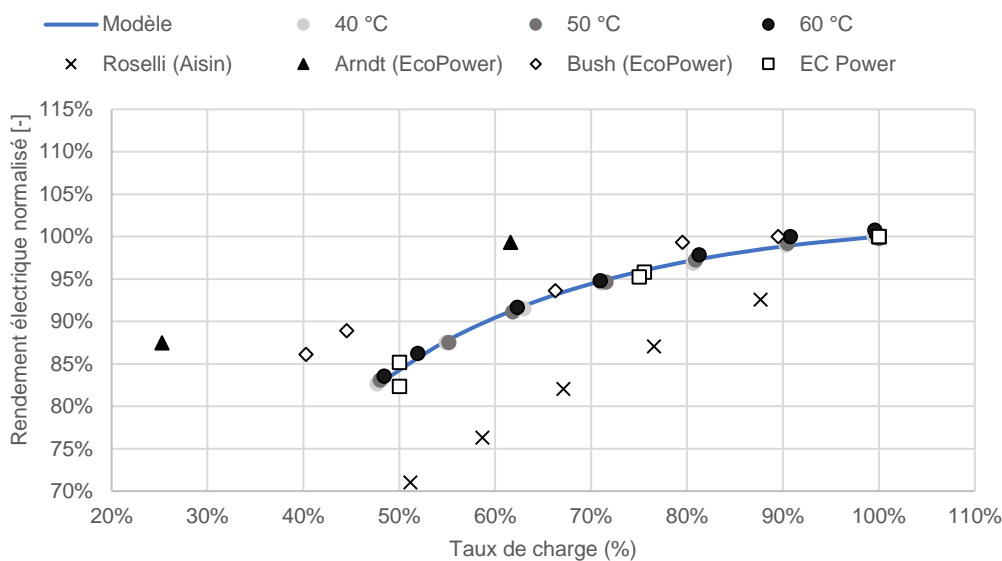


Figure 4.35 : Rendement électrique normalisé à charge partielle des micro-cogénérations à moteur à combustion interne, sources : (Arndt, et al., 2007), (Bush, 2010), (Roselli, et al., 2010),

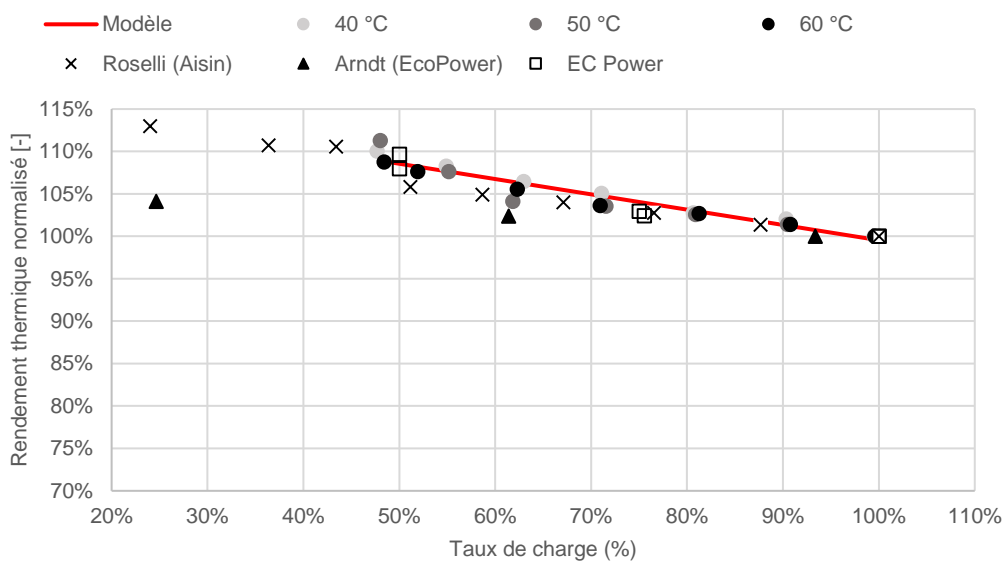


Figure 4.36 : Rendement thermique normalisé à charge partielle des micro-cogénérations à moteur à combustion interne, sources : (Arndt, et al., 2007) (Roselli, et al., 2010)

- Piles à combustible

Lorsque les piles à combustible fonctionnent à charge partielle, la densité de courant diminue aux bornes de la pile, ce qui augmente l'efficacité électrique. Cependant, à l'échelle du système de cogénération, le rendement électrique n'est pas nécessairement amélioré à charge partielle en

raison de pertes électriques parasites et des auxiliaires (ventilateurs, pompes, ...) dont la consommation ne diminue pas proportionnellement au taux de charge (Ellamla, et al., 2015).

(Staffell, 2015) propose d'utiliser l'équation 16 pour exprimer la dégradation du rendement électrique et thermique des cogénérations à piles à combustible, ces travaux portent sur des résultats de terrain obtenus sur de longues périodes avec les systèmes japonais Enefarm (Panasonic, Toshiba). Le modèle, que Staffell a calibré avec des données issues de 8 cogénérations PEMFC et 6 SOFC, est considéré comme la référence. Il est comparé à des données issues d'essais réalisés par Engie.

Les rendements électriques et thermiques normalisés pour les SOFC sont présentés Figure 4.37. D'une part, nous n'avons pu obtenir que des données complémentaires issues d'essais industriels, la littérature étant relativement pauvre pour des modèles commerciaux à charge partielle. D'autre part, on constate que les performances des systèmes étudiés par Staffell sont relativement différentes des systèmes dont nous disposons. Par exemple, nous n'avons pas pu vérifier d'amélioration du rendement thermique à charge partielle (Figure 4.37 droite).

En revanche **l'hypothèse de l'équation 15 semble vérifiée** car les points à différentes températures d'eau et à même taux de charge sont proches.

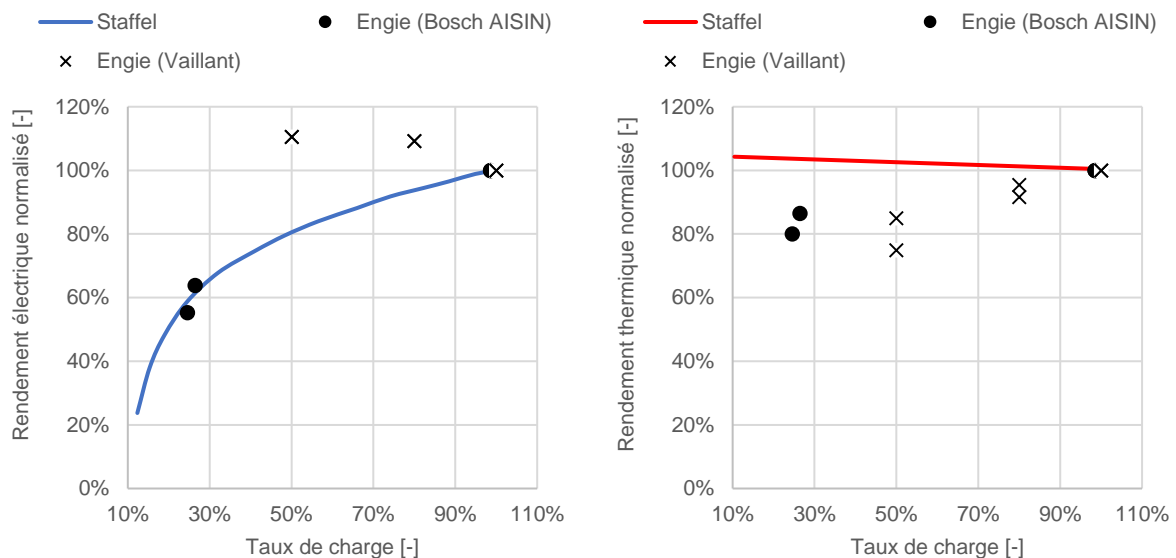


Figure 4.37 : Rendements électrique (gauche) et thermique (droite) normalisés des micro-cogénérations SOFC, sources : (Staffell, 2015), documents internes Engie

Les mêmes graphiques pour les PEMFC montrent premièrement que la littérature est plus extensive pour ce type de piles à combustible. Sur la Figure 4.38, la dégradation du rendement électrique modélisée par Staffell est monotone décroissante avec le taux de charge. Cependant on constate que trois systèmes (RBZ, Panasonic et celui étudié par (Johnson, et al., 2012)) présentent une amélioration du rendement entre ~40 % et 100 % de charge. Le modèle proposé par Staffell est donc intermédiaire entre les différentes PEMFC mais leur comportement est assez hétérogène.

Le rendement thermique normalisé Figure 4.39 montre une meilleure homogénéité du comportement des PEMFC de ce point de vue. En revanche, la dispersion verticale de certains points à faible charge semble indiquer une dépendance de $\eta^{n,PLR}$ à la température d'eau (Johnson, et al., 2012) ayant réalisé des essais à plusieurs température d'eau). **L'hypothèse de l'équation 15 est dans ce cas valable à charge élevée** mais moins à faible charge. On choisit malgré tout de conserver les corrélations de Staffell car elles représentent une situation « intermédiaire » à toutes les cogénérations que nous avons identifiées.

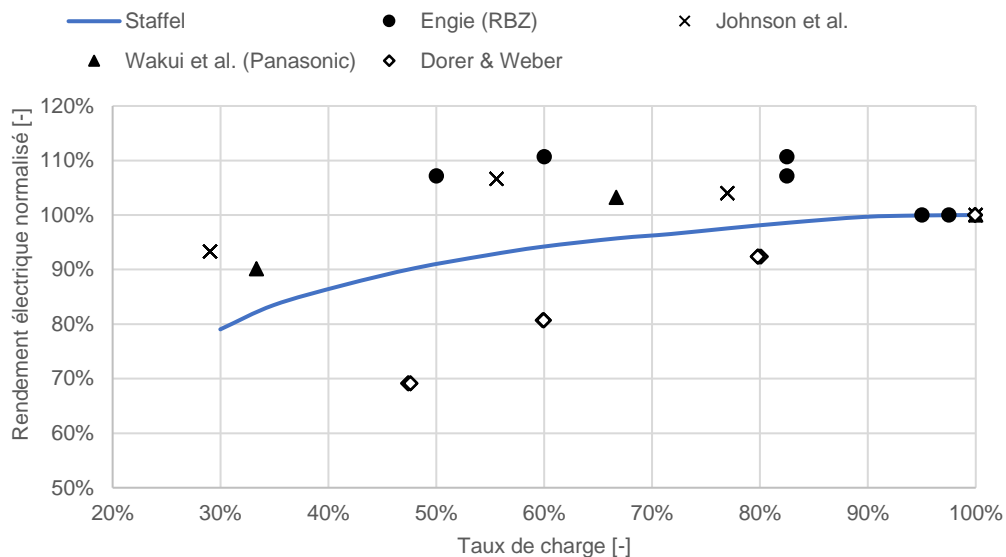


Figure 4.38 : Rendement électrique normalisé des micro-cogénérations PEMFC, sources : (Staffell, 2015), (Johnson, et al., 2012), (Wakui, et al., 2014), (Dorer & Weber, 2008), documents internes Engie

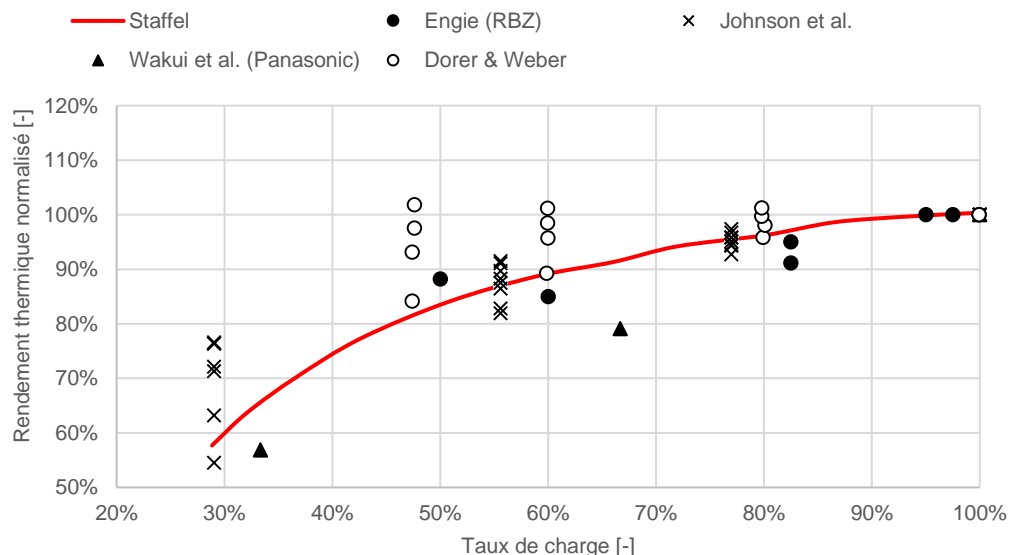


Figure 4.39 : Rendements thermique normalisé des micro-cogénérations PEMFC, sources : (Staffell, 2015), (Johnson, et al., 2012), (Wakui, et al., 2014), (Dorer & Weber, 2008), documents internes Engie

- Moteurs Stirling

La performance des moteurs Stirling à charge partielle est peu étudiée dans la littérature scientifique en dehors du moteur SOLO (plus commercialisé), en particulier car les systèmes de micro-cogénération commerciaux équipés du moteur MicroGen n'ont pendant longtemps pas intégré la modulation de puissance (jusqu'à Viessmann en 2015, bien que le moteur en soit capable auparavant). Les données des moteurs Inspirit Charger et Qnergy sont fournies par les constructeurs et non vérifiées.

Au final, on dispose d'un jeu de données (illustré sur la Figure 4.40) peu fiable pour identifier une corrélation pertinente, dans l'approche générique on ne considère donc ni amélioration ni dégradation des performances à charge partielle pour les moteurs Stirling.

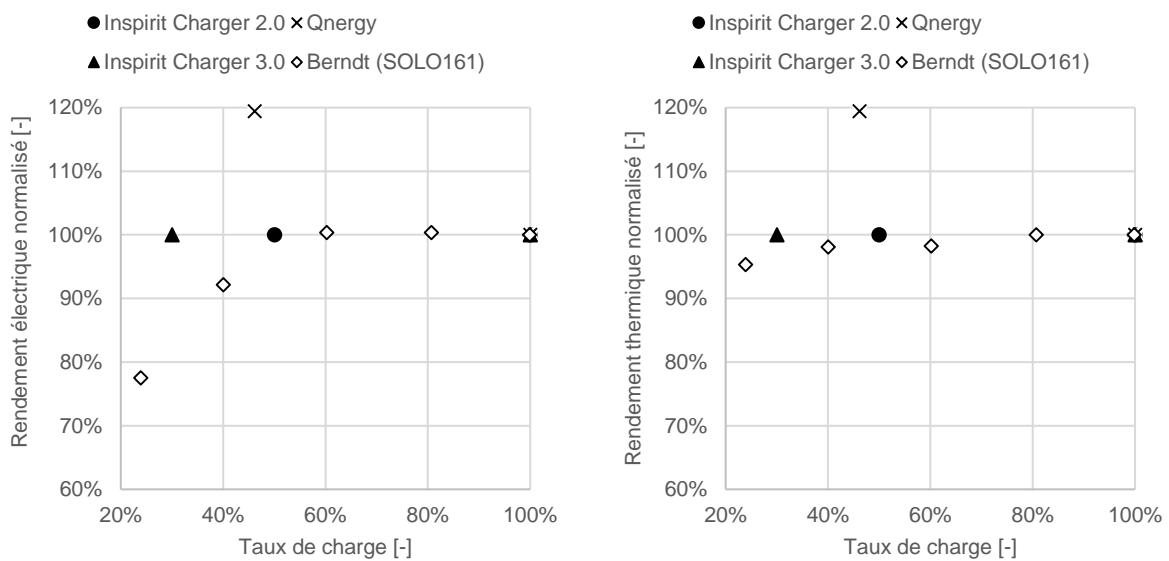


Figure 4.40 : Rendements électrique (gauche) et thermique (droite) normalisés des moteurs Stirling, source : Inspirit Energy, (Qnergy, 2014), (Bernd, 2008)

- Micro-turbines

Les turbines à gaz de puissance inférieure à 50 kW_{el} sont apparues plus récemment sur le marché, la connaissance de ces systèmes est particulièrement limitée en conditions non-nominales. Aucune étude à notre connaissance ne croise des données de performance à charge, température d'eau et d'air variables.

Pour les turbines, il faut normaliser la variation des performances à charge partielle pour différentes températures d'eau (comme les autres technologies) mais aussi pour différentes températures d'air comburant. L'équation 15 devient :

$$\eta^{n,PLR} = \frac{\eta^{PLR,T_{cw,i}=30^{\circ}C,T_{air}=0^{\circ}C}}{\eta^{PLR=100\%,T_{cw,i}=30^{\circ}C,T_{air}=0^{\circ}C}} \stackrel{?}{=} \frac{\eta^{PLR,T_{cw,i}=60^{\circ}C,T_{air}=0^{\circ}C}}{\eta^{PLR=100\%,T_{cw,i}=60^{\circ}C,T_{air}=0^{\circ}C}} \stackrel{?}{=} \frac{\eta^{PLR,T_{cw,i}=60^{\circ}C,T_{air}=30^{\circ}C}}{\eta^{PLR=100\%,T_{cw,i}=60^{\circ}C,T_{air}=30^{\circ}C}} \stackrel{?}{=} \dots \quad (15bis)$$

Les données expérimentales dont on dispose sont celles des essais conduits dans le chapitre 3. Le modèle physique simplifié de la micro-turbine MTT a permis de construire une carte de performance plus complète que les essais pour une charge partielle allant de ~30 à 100 %, une température d'eau de 30 à 60 °C et une température d'air de 0 à 30 °C. On s'appuie sur cette carte de performance pour normaliser les rendements électrique et thermique de la micro-turbine en fonction de la charge partielle.

La Figure 4.41 illustre le rendement électrique normalisé obtenu avec le modèle physique simplifié de la MTT pour des températures d'air allant de 0 à 30 °C et appliqué aux données constructeur Capstone. La température d'eau n'a pas d'incidence sur le rendement électrique, on ne représente donc pas son influence.

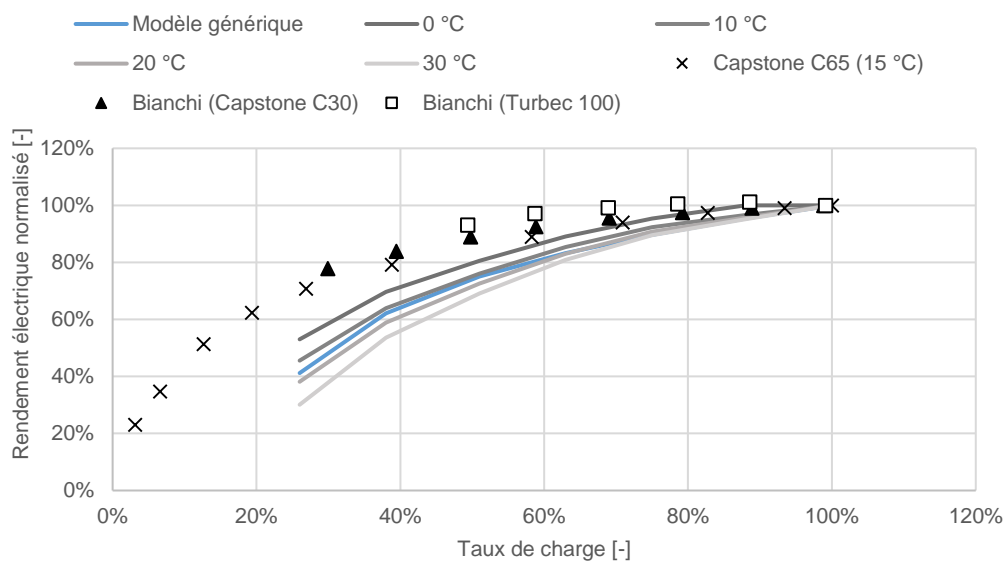


Figure 4.41 : Rendement électrique normalisé à charge partielle des micro-turbines, sources : essais, (U.S. Environmental Protection Agency CHP Partnership, 2015), (Bianchi, et al., 2014)

Il apparaît une dépendance de la dégradation relative du rendement électrique à charge partielle en fonction de la température d'air : les courbes en nuance de gris ne sont pas superposées, surtout à faible charge. Etant donné que le rendement électrique est très nettement dégradé à charge minimale (moins de 60 % de sa valeur absolue nominale), on peut supposer que ces conditions de fonctionnement ne seront pas privilégiées dans l'utilisation de la cogénération. De plus, cette variation n'a été quantifiée que dans le cas de la micro-turbine MTT, on ne sait pas si l'ordre de grandeur de la sensibilité à la température d'air est similaire pour toutes les micro-turbines. Pour ces raisons, on se propose de conserver une modélisation de la dégradation à charge partielle simple (équation 9), ne tenant pas compte de la température d'air. Le modèle générique est calibré sur les conditions de fonctionnement ISO ($T_{air} = 15 \text{ °C}$).

La comparaison avec les données des modèles Capstone et Turbec (dont on ne connaît pas toujours la température d'air de référence) montre que la tendance est similaire, en revanche la dégradation à charge partielle est plus marquée sur la MTT. Les turbines Capstone et Turbec sont au moins 10 fois plus puissantes, ce qui peut expliquer cette différence (technologie de turbine différente).

Du point de vue du rendement thermique (Figure 4.42), on constate une tendance globalement à l'amélioration à charge partielle lorsque la température d'eau est de 30 °C (gauche). En revanche, contrairement au rendement électrique, on doit aussi tenir compte de la température de retour d'eau $T_{cw,i}$. Comme nous ne disposons pas de suffisamment de données d'essais, on utilise ici le modèle physique simplifié. À 60 °C (droite), le rendement thermique ne progresse pas à charge partielle dans tous les cas de figure.

En résumé, le rendement thermique des cogénérations à turbine gaz est régi par des phénomènes complexes liés à l'échangeur de récupération (air comburant/fumées), de cogénération (fumées/eau) et interdépendants entre température d'air, d'eau et charge partielle. Cette dernière influant sur la température et le débit des fumées entrant dans l'échangeur de cogénération.

Etant données à la fois les adaptations structurantes du modèle qui seraient requises et s'agissant de données de performances obtenues sur un seul cogénérateur (MTT), on préfère conserver un modèle générique simple (équation 16) calibré à la température d'air ISO (15 °C) et une température de retour d'eau de 30 °C. On choisit cette température d'eau car elle sera proche des conditions de fonctionnement obtenues si on cherche à maximiser le rendement thermique (en dimensionnant les émetteurs de chaleur à basse température).

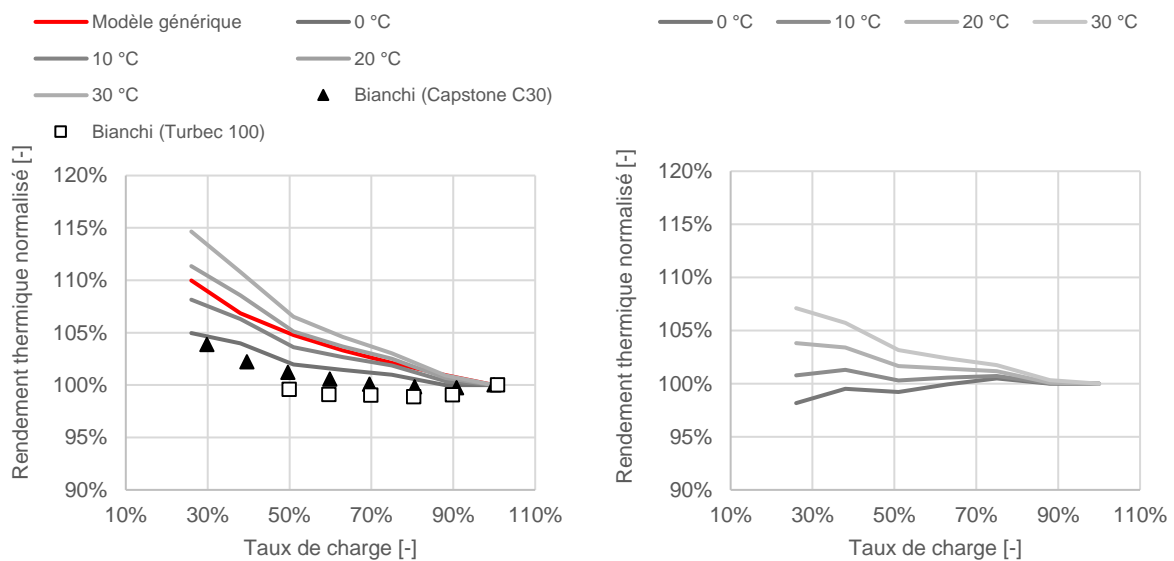


Figure 4.42 : Rendement thermique normalisé à charge partielle des micro-turbines à $T_{cw,i} = 30$ °C (gauche) et à 60 °C (droite), sources : essais, (Bianchi, et al., 2014)

4.2.3 Performances à température de retour d'eau variable

Dans cette partie, on isole la variation des performances en fonction de la température de retour d'eau, dont on a démontré l'influence sur le rendement thermique des cogénérations à moteur à combustion interne et des micro-turbines. (Andlauer, 2011) a montré son influence à la fois sur le rendement électrique et le rendement thermique des cogénérateurs à moteur Stirling. Les travaux expérimentaux de l'Annexe 42 (Arndt, et al., 2007) ont mis en évidence la sensibilité des piles à combustible à la température de retour d'eau comme illustré sur la Figure 4.43. Celle-ci met en évidence le comportement relativement linéaire du rendement thermique d'une pile à combustible PEM selon la température d'eau, le débit d'eau de refroidissement ne jouant un rôle déterminant qu'au-delà de 45-50 °C.

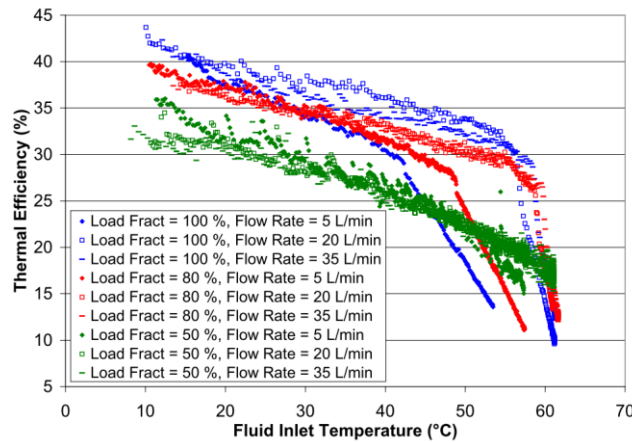


Figure 4.43 : Résultats expérimentaux du rendement thermique d'une micro-cogénération PEMFC au sein des laboratoires du NIST par l'Annexe 42, source : (Arndt, et al., 2007)

De manière similaire à la partie 4.2.2, on détermine la variation normalisée des rendements électrique et thermique en fonction de la température d'eau cette fois, notés $\eta^{a,T_{cw,i}}$. On pose l'hypothèse que les variations relatives de performance en fonction de $T_{cw,i}$ sont égales quel que soit le taux de charge (équation 17).

$$\eta^{n,T_{cw,i}} = \frac{\eta^{PLR=50\%,T_{cw,i}}}{\eta^{PLR=50\%,T_{cw,i}=T_{cw,i}^{nom}}} \stackrel{?}{=} \frac{\eta^{PLR=75\%,T_{cw,i}}}{\eta^{PLR=75\%,T_{cw,i}=T_{cw,i}^{nom}}} \stackrel{?}{=} \frac{\eta^{PLR=100\%,T_{cw,i}}}{\eta^{PLR=100\%,T_{cw,i}=T_{cw,i}^{nom}}} \stackrel{?}{=} \dots \quad (17)$$

La loi de dégradation normalisée des performances à température d'eau variable est donnée ci-après (équation 18), on conserve une forme similaire à $\eta^{n,PLR}$. Cette loi n'est pas définie pour des températures d'eau inférieures ou égales à zéro, ce qui n'est pas gênant puisqu'on ne rencontre pas ce type de température dans les circuits de chauffage.

$$\eta^{n,T_{cw,i}} = a \cdot T_{cw,i} + \frac{b}{T_{cw,i}} + c \quad (18)$$

- Moteur à combustion interne

De la même manière que dans la partie 4.2.2, on prend pour référence les données de performance obtenues durant les essais du chapitre 3. À notre connaissance, il n'existe pas de données d'essais publiées sur les performances à température d'eau variable : dans l'Annexe 42 (Arndt, et al., 2007) identifient des rendements électriques et thermiques constants car leur jeu de données est réduit.

(Bush, 2010) a aussi développé un modèle capable de tenir compte de la température mais ne dispose pas de données lui permettant de le calibrer. Seul Viessmann propose des données (fiches constructeurs) pour des températures de 30 °C à 65 °C à pleine charge uniquement.

La dégradation normalisée du rendement thermique à température d'eau non-nominale est donnée Figure 4.44. **L'hypothèse posée à l'équation 17 est bien vérifiée puisque les points à différents taux de charge sont relativement superposés.** On note toutefois que la dégradation du rendement est plus sensible sur le modèle Viessmann.

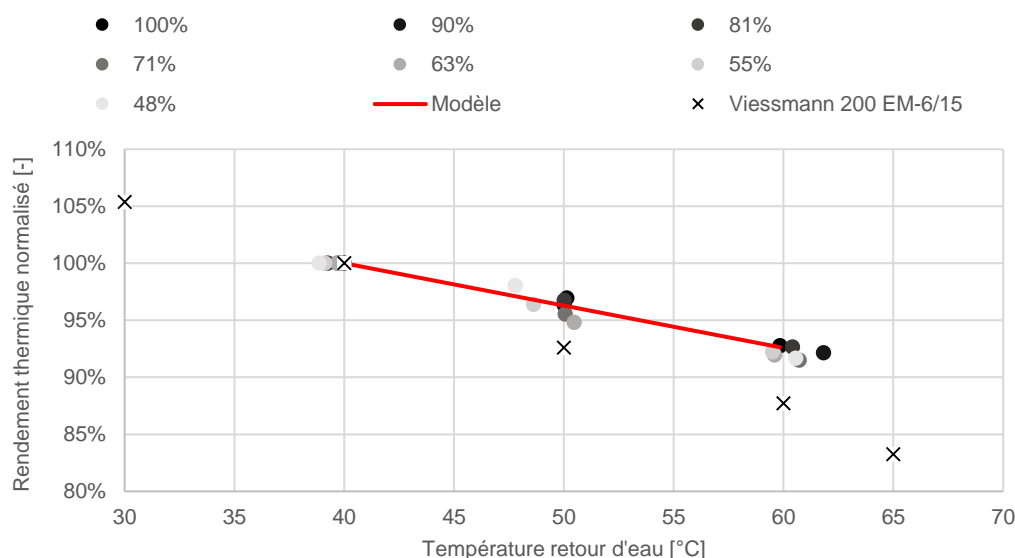


Figure 4.44 : Rendement thermique normalisé pour les moteurs à combustion interne, sources : essais, (Viessmann - ESS, 2014)

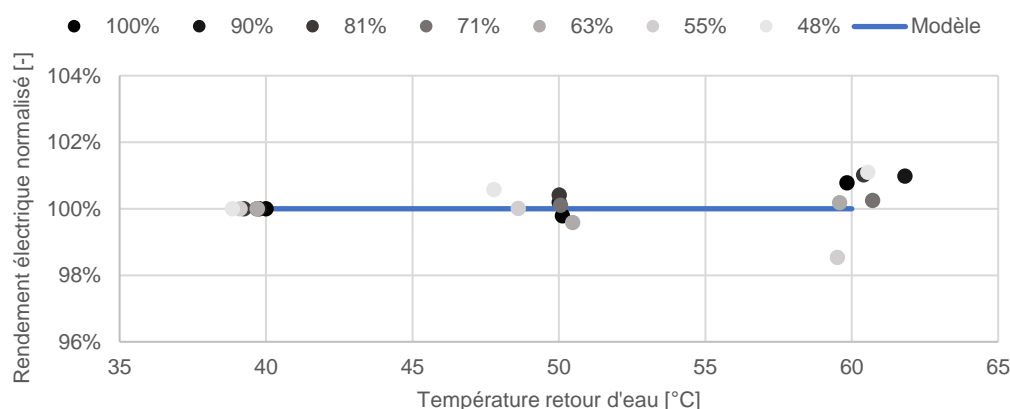


Figure 4.45 : Rendement électrique normalisé pour les moteurs à combustion interne, source : essais

Concernant le rendement électrique, la Figure 4.45 confirme que le rendement électrique des moteurs à combustion interne n'est pas sensible à la température d'eau.

- Piles à combustible

Pour les piles à combustible comme les moteurs à combustion interne, la production électrique n'est physiquement pas dépendante de la température d'eau. La Figure 4.46 confirme qu'il n'existe pas de corrélation entre ces deux variables.

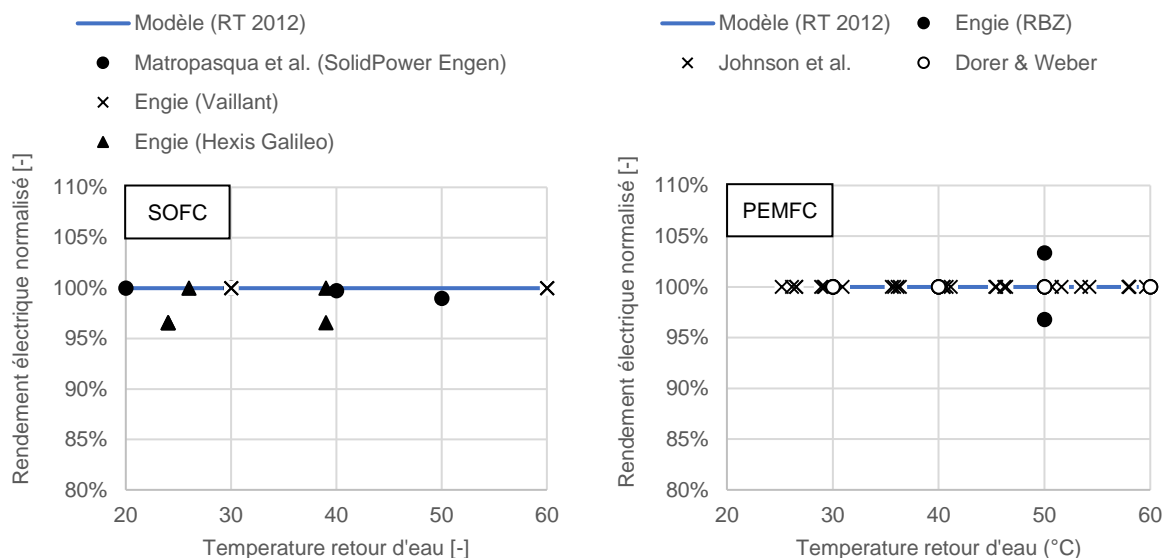


Figure 4.46 : Rendement électrique normalisé des cogénérations SOFC (gauche) et PEMFC (droite), sources : Titre V RT 2012 (document interne CSTB/Engie), (Matropasqua, et al., 2016), (Johnson, et al., 2012), (Dorer & Weber, 2008), rapports d'essais internes Engie

En revanche, la récupération de chaleur se faisant sur les produits de réaction et/ou au travers du cœur de pile (la réaction étant exothermique), l'efficacité de l'échange dépend de la température d'eau. Les piles à combustible PEM, en raison de leur plus faible température de fonctionnement ($< 100\text{ °C}$ dans le cœur), sont théoriquement plus sensibles à la température d'eau car proches des températures pratiquées dans les réseaux de chauffage et d'eau chaude sanitaire. À l'inverse, les SOFC ($600 - 900\text{ °C}$) sont *a priori* moins sensibles à ce phénomène.

Les constructeurs de piles à combustible présents sur le marché français et Engie ont proposé l'ajout d'un Titre V à la réglementation thermique 2012 afin de mieux prendre en compte leurs performances. La proposition n'inclut pas les performances à charge partielle. Par contre, elle tient compte de la variation du rendement thermique en fonction de la température d'eau de manière linéaire en différenciant PEMFC et SOFC à partir des données expérimentales collectées sur quatre micro-cogénérations. On compare la modélisation du Titre V à des données issues de la littérature et d'essais internes réalisés par Engie sur la Figure 4.47.

La corrélation proposée par la réglementation thermique française dans le cas des SOFC (sur la figure, à gauche), est très cohérente avec les données de différentes piles à combustible. Dans le cas des PEMFC, on constate une dispersion verticale des points issus des essais de (Dorer & Weber, 2008) et (Johnson, et al., 2012) correspondant à divers taux de charge partielle. Cela signifie que la dégradation relative des performances thermiques à température d'eau non-nominale est dépendante du taux de charge. Cette observation est cohérente avec la Figure 4.43, puisqu'on y voit

qu'à pleine charge la performance à température d'eau variable diminue drastiquement au-delà de 45 °C mais pas à faible charge. **La dispersion s'accroît à température d'eau élevée (l'hypothèse de l'équation 17 n'est plus vérifiée)** mais on cherche généralement à limiter la température d'eau (en particulier pour les PEMFC) en conditions de fonctionnement réelles pour maintenir des performances optimales. Par souci de simplicité, on conserve donc la modélisation linéaire proposée à l'équation 11.

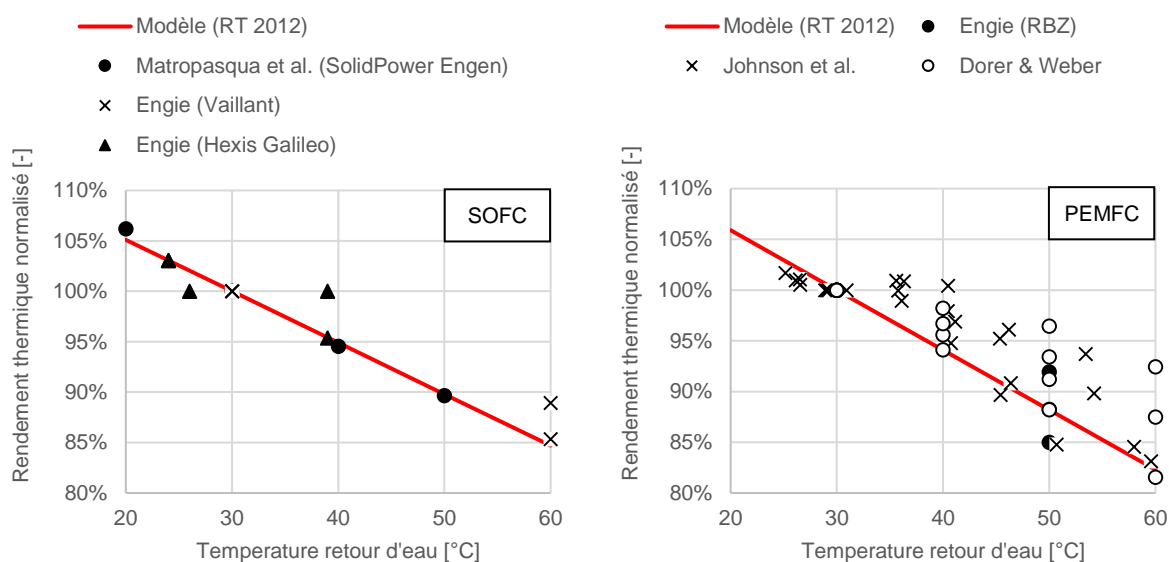


Figure 4.47 : Rendement thermique normalisé des micro-cogénérations SOFC (gauche) et PEMFC (droite), sources : Titre V RT 2012 (document interne CSTB/Engie), (Matropasqua, et al., 2016), (Johnson, et al., 2012) (Dorer & Weber, 2008), rapports d'essais internes Engie

- Moteur Stirling

Les performances des moteurs Stirling en fonction de la température d'eau ont principalement été examinées par (Andlauer, 2011) puis (Bouvenot, 2015). A la différence des autres systèmes, l'eau du circuit chauffage joue le rôle de source froide dans le cycle thermodynamique. En conséquence, le rendement électrique du moteur varie aussi avec la température de l'eau. Cela est confirmé par les données fournies par le constructeur Qnergy (cf. Figure 4.48). En revanche, on ne dispose que de l'étude de l'impact de la température d'eau à pleine charge, on ne peut conclure sur la validité de l'équation 17.

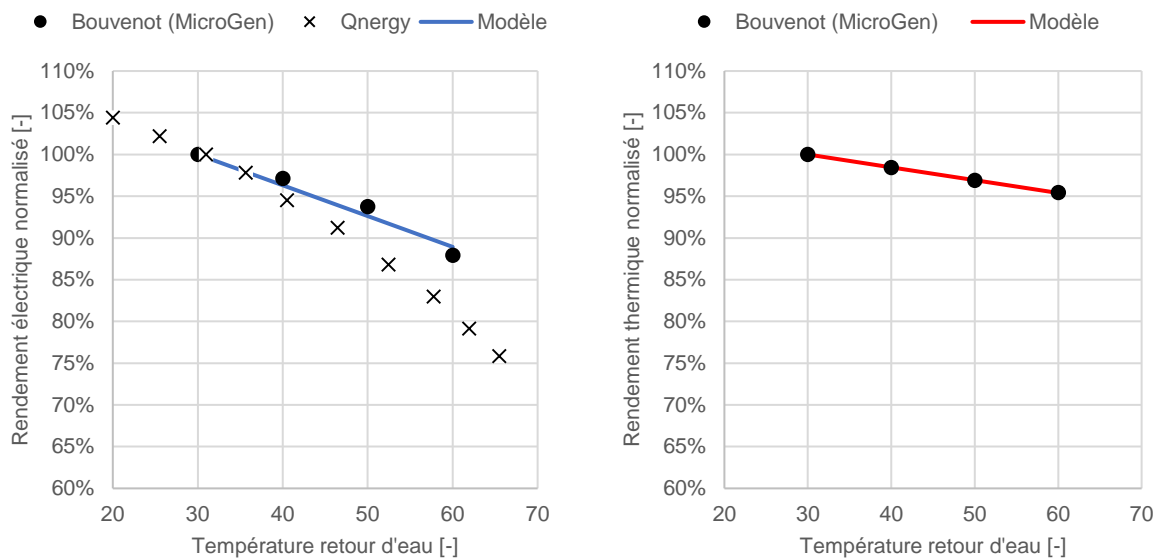


Figure 4.48 : Rendements électrique (gauche) et thermique (droite) normalisés des micro-cogénération à moteur Stirling, source : (Qnergy, 2014), (Bouvenot, et al., 2014)

- Micro-turbine

Le rendement électrique des micro-turbines ne dépend pas de la température d'eau puisque la récupération de chaleur se fait en aval de la production électrique sans incidence sur l'état du fluide de travail (air) du cycle de Brayton.

Cependant, comme on l'a montré dans la partie précédente (4.2.2), la récupération d'énergie thermique dépend à la fois du taux de charge, des températures d'air et d'eau. Par souci de simplicité, nous avons choisi précédemment de traiter les dégradations de performance selon chacune de ces variables de manière indépendante en normalisant les performances dans des conditions de fonctionnement de référence ($T_{air} = 15 \text{ °C}$; $T_{cw,i} = 30 \text{ °C}$; $PLR = 100 \%$), cette approche est conservée ici.

Pour quantifier l'évolution du rendement thermique selon la température d'eau, nous disposons de résultats expérimentaux sur la micro-cogénération MTT réalisés au CSTB pour des températures d'eau entre 30 et 60 °C, à pleine charge et une température d'air libre (Figure 4.49). Le modèle physique simplifié indique (figure de gauche) que la température d'air n'a qu'une influence très limitée sur la dégradation normalisée des performances à température d'eau variable. Le fait que la température d'air soit libre dans les résultats expérimentaux n'est donc pas bloquant. La normalisation des données expérimentales (figure de droite) montre qu'un modèle linéaire est adapté (équation 18, coefficient $b = 0$).

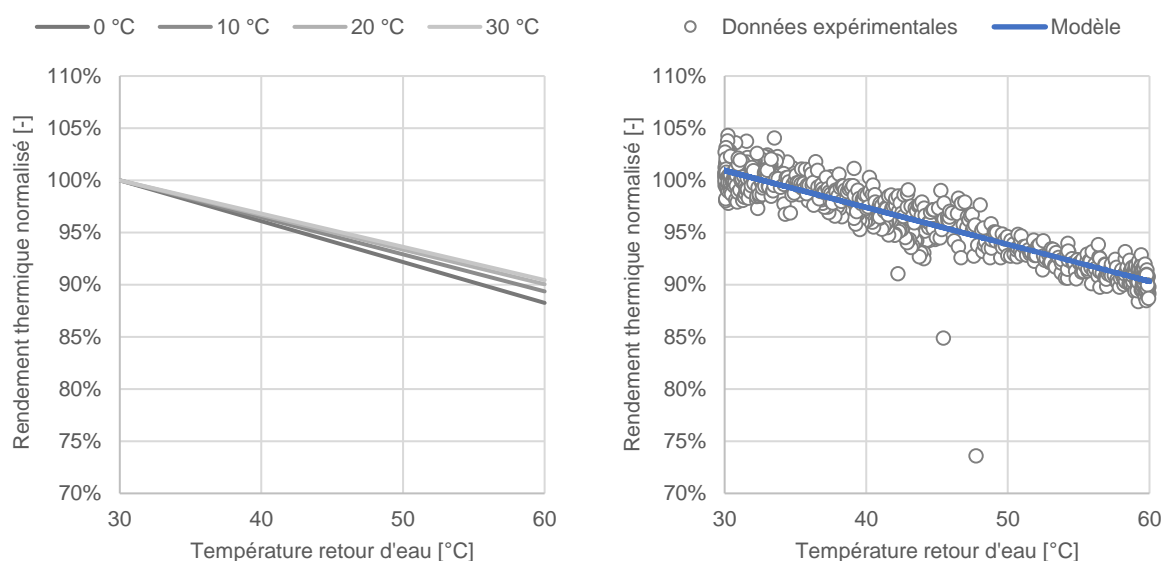


Figure 4.49 : Gauche : rendement thermique normalisé à pleine charge selon la température de retour d'eau obtenu à l'aide du modèle physique simplifié, à différentes températures d'air (nuances de gris). Droite : rendement thermique normalisé à pleine charge selon la température d'eau obtenu expérimentalement à température d'air libre et modèle générique retenu.

4.2.4 Performances à température d'air variable

Dans cette partie, seules les micro-turbines sont traitées, on considère les rendements des autres technologies invariants avec la température d'air comburant. Dans l'Annexe 42, (Beausoleil-Morrison, et al., 2007) ne tiennent pas compte de l'influence de la température d'air sur les rendements thermiques et électriques pour les MCI, MCE et les piles à combustible. Une revue de la littérature permet de constater qu'il n'existe pas d'étude spécifique sur ce sujet. Les constructeurs de ce type de systèmes n'indiquent pas dans les spécifications techniques de variation des performances selon la température d'air.

En élargissant le périmètre aux MCI utilisés à des fins de génération d'électricité ou de propulsion, il apparaît que la puissance délivrée par le moteur augmente à basse température d'air en raison d'un meilleur remplissage (densité de l'air plus élevée). Concernant le rendement moteur, le rendement théorique du cycle Beau de Rochas est aussi légèrement amélioré lorsque la température de la source froide est plus basse. En revanche ce phénomène est compensé par d'autres (viscosité du lubrifiant...) et, au premier ordre, la variation du rendement en fonction de la température d'air est jugée négligeable.

En raison principalement d'une combustion très éloignée de la stœchiométrie (facteur d'air couramment supérieur à 3, contrairement aux MCI), les turbines sont nettement plus sensibles à la température d'air. Pour cette raison, les constructeurs mettent en évidence l'évolution des performances des micro-turbines selon la température d'air dans les spécifications techniques. Par ailleurs, pour compléter ces données qui ne sont disponibles qu'à pleine charge, on dispose de deux séries d'essais réalisées sur la turbine MTT au CSTB à pleine charge et charge partielle (60 %) pour des températures d'air comburant de 0 °C à 30 °C.

La normalisation des données des constructeurs et de nos essais est réalisée de manière à vérifier si l'hypothèse de l'équation 19 est respectée.

$$\eta^{n,T_{air}} = \frac{\eta^{PLR=50\%,T_{cw,i}=30^\circ C,T_{air}}}{\eta^{PLR=50\%,T_{cw,i}=30^\circ C,T_{air}=T_{air}^{nom}}} \stackrel{?}{=} \frac{\eta^{PLR=100\%,T_{cw,i}=30^\circ C,T_{air}}}{\eta^{PLR=100\%,T_{cw,i}=30^\circ C,T_{air}=T_{air}^{nom}}} \stackrel{?}{=} \frac{\eta^{PLR=100\%,T_{cw,i}=60^\circ C,T_{air}}}{\eta^{PLR=100\%,T_{cw,i}=60^\circ C,T_{air}=T_{air}^{nom}}} \stackrel{?}{=} \dots \quad (19)$$

La Figure 4.50 comporte les résultats de nos essais sous forme de courbe de tendance et les valeurs données par deux constructeurs. Les résultats obtenus avec l'ensemble des machines sont très cohérents. On note toutefois que la variation relative de performance est plus sensible à faible charge **ce qui infirme l'équation 19**.

Bien que les performances à faible charge soient plus sensibles à la température d'air, on choisit de conserver une modélisation des performances selon la température d'air indépendante du taux de charge étant donné que les résultats ne sont obtenus que sur une seule machine. L'hypothèse de linéarité réalisée dans le traitement de nos essais est valable sur une plage de température réduite (≤ 30 K) mais sur une plage de température d'air de -20 °C à 40 °C (valeurs fournies par les deux constructeurs), l'évolution du rendement apparaît quadratique. Le modèle retenu est donné équation 20, il est calibré sur les données de Capstone (30 kW_{el}) car la turbine FlexEnergy (300 kW_{el}) est jugée moins représentative des micro-cogénérations.

$$\eta^{n,T_{air}} = a.T_{air}^2 + b.T_{air} + c \quad (20)$$

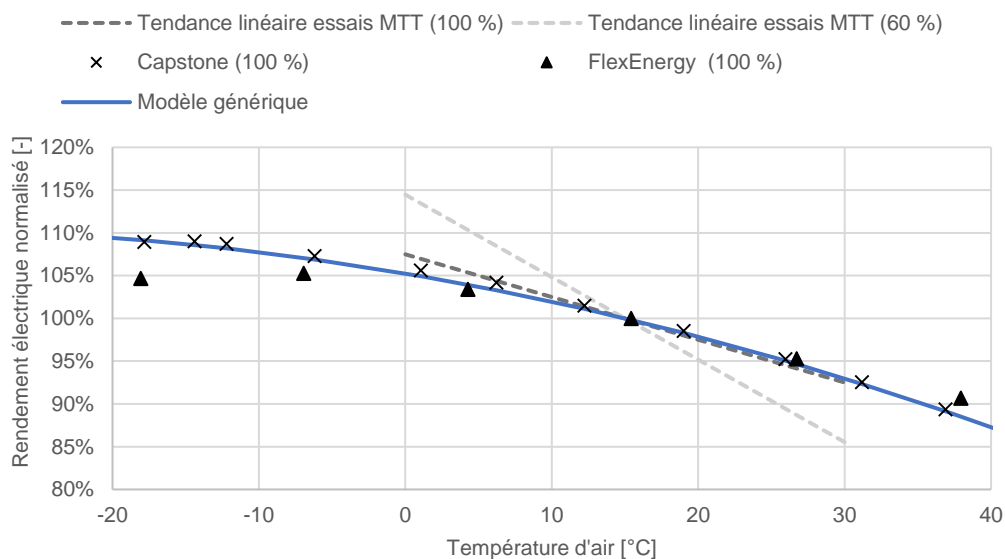


Figure 4.50 : Rendement électrique normalisé des micro-cogénérations à turbine à gaz, sources : essais, (Capstone Turbine Corporation, 2002) et (U.S. Environmental Protection Agency CHP Partnership, 2015).

En ce qui concerne l'évolution du rendement thermique à température d'air non-nominale, on conserve l'approche définie dans les parties 4.2.2 et 4.2.3 pour les cogénérations à micro-turbine :

la variation de rendement thermique selon la température d'air est donc considérée à des conditions de référence, $T_{cw,i} = 30$ °C et pleine charge.

On dispose d'essais selon la température d'air à des conditions relativement proches des conditions de référence : $T_{cw,i} = 40$ °C et pleine charge. Pour étudier l'impact de la charge partielle on mobilise de nouveau le modèle physique simplifié. On constate (Figure 4.51) que l'évolution du rendement thermique est plus sensible à faible qu'à pleine charge et que les résultats d'essais sont relativement cohérents avec le modèle physique (bien qu'obtenus à une température d'eau 10 K supérieure). Etant donnée la dispersion des points de mesure comparés à celle du modèle liée au taux de charge, on considère que l'on peut modéliser l'évolution du rendement thermique normalisé avec l'équation 20.

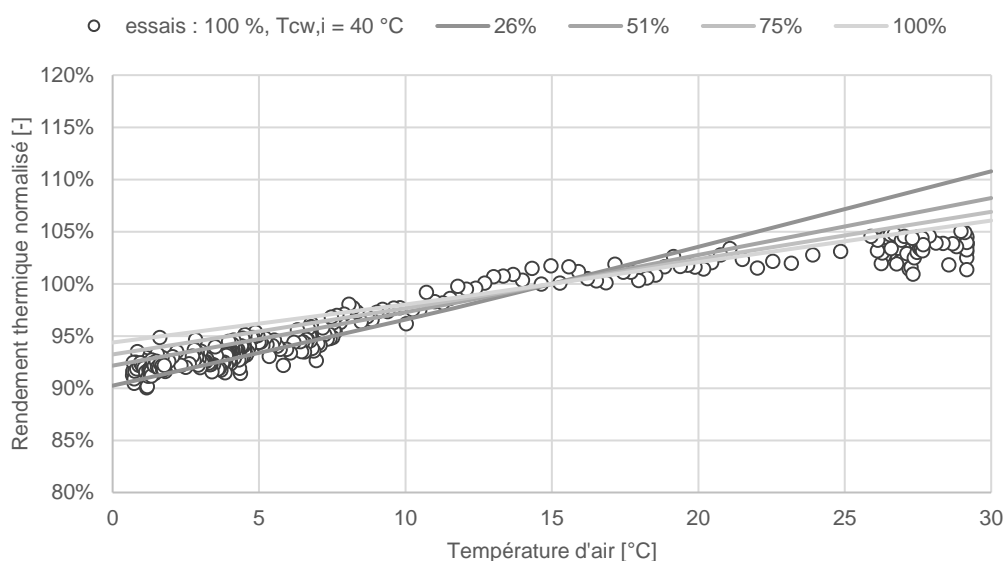


Figure 4.51 : Rendement thermique normalisé des cogénérations à micro-turbine à gaz, source : modèle physique simplifié à $T_{cw,i} = 30$ °C et essais à $T_{cw,i} = 40$ °C et pleine charge

4.2.5 Synthèse des dégradations de performances modélisées en régime stationnaire

Le Tableau 4.11 synthétise les résultats de l'analyse des performances des micro-cogénérations en régime stationnaire en fonction des trois variables explicatives (taux de charge, température d'eau et température d'air). Le tableau indique le sens de variation du rendement considéré – électrique ou thermique – lorsque la variable explicative augmente.

Technologie	MCI		PàC		ST		MT	
	Electrique	Thermique	Electrique	Thermique	Electrique	Thermique	Electrique	Thermique
Charge partielle ↗	↗	↘	↗	↗ / ? PEMFC/SOFC	?	?	↗	↘
Température retour d'eau ↗	-	↘	-	↘	↘	↘	-	↘
Température d'air ↗	-	-	-	-	-	-	↘	↗

Tableau 4.11 : Tableau de variation des rendements électrique et thermique des micro-cogénérations de différentes technologies selon le taux de charge et les températures d'eau et d'air. « - » indique que cette variable n'est pas considérée influente sur le rendement ; le signe indique le sens de variation, « ? » indique indéterminé, en pratique cela équivaut à « - »

4.2.6 Démarrage et refroidissement

Il n'existe pas dans la littérature une quantité de données jugée suffisante pour conduire une étude aussi détaillée que pour le régime stationnaire sur les phases de démarrage et de refroidissement des micro-cogénérations. En particulier, les constructeurs de cogénération ne fournissent quasiment jamais ce type d'information. **On fait le choix d'appliquer les caractéristiques des machines que nous avons pu expérimenter à l'ensemble des systèmes de la même technologie.**

On regroupe dans le Tableau 4.12 les constantes de temps caractéristiques (τ) des démarrages et arrêts ainsi que les retards de démarrage thermiques et électriques pour les différentes technologies issus des précédents chapitres. Les piles à combustible sont traitées à part. Pour l'énergie électrique délivrée lors du refroidissement dans le cas des moteurs Stirling et micro-turbines, on applique une simple mise à l'échelle par rapport aux données expérimentales dont nous disposons.

Phase	Paramètre	ST	MCI	MT
Démarrage	τ thermique [s]	158	283	162
	Retard thermique [s]	44	0	0
	τ électrique [s]	100	0	$P_{el} = 0,4 \cdot P_{el}^{nom}$ durant 314 s
	Retard électrique [s]	75	0	93
	Puissance combustible	Immédiat		
	Consommation d'auxiliaire [W_{el}]			
Refroidissement	τ thermique [s]	205	106	345
	Energie électrique délivrée [Wh]	$3,2 \cdot 10^{-3} \dot{Q}_{HX}^{nom}$	0	$2,1 \cdot 10^{-3} \dot{Q}_{HX}^{nom}$
	Durée refroidissement [s]	205	300	150

Tableau 4.12 : Paramètres des modèles des phases de démarrage et de refroidissement pour les micro-cogénérations à moteurs Stirling (ST) et combustion interne (MCI) et micro-turbines (MT)

Dans le cas des piles à combustible, on reprend strictement la modélisation et les paramètres proposés par le projet de Titre V de la réglementation thermique Tableau 4.13 ; étant donné qu'il existe peu de produits sur le marché et que ces phases instationnaires sont à éviter en fonctionnement réel pour les piles à combustible, il n'apparaît pas pertinent de raffiner le modèle davantage. En revanche, pour des puissances nominales différentes de 1 kW_{el}, on peut pratiquer une « mise à l'échelle » des énergies mises en jeu car la réglementation thermique ne distingue pas ces valeurs selon la puissance nominale.

Phase	Paramètres	PEMFC	SOFC	
Démarrage	Phase 1	Durée [min]	55	169
		Production thermique [kWh]	0,05	1,8
		Consommation électrique [kWh]	0,6	0,56
		Consommation combustible [kWh]	0,32	6,36
	Phase 2	Durée [min]	50	56
		Production thermique [kWh]	0,18	0,68
		Production électrique [kWh]	0,36	0,41
		Consommation combustible [kWh]	1,11	1,56
Refroidissement	Durée mini. démarrage à froid [h]	2,5	6	

Tableau 4.13 : Paramètres des modèles des phases de démarrage et de refroidissement pour les micro-cogénérations à piles à combustible d'une puissance de 1 kW_{el}, source : document interne CSTB/Engie Titre V RT2012

4.3 Base de données de coûts

Cette sous-partie présente les données de coûts d'investissement et de maintenance pour chacune des technologies de micro-cogénération en fonction de leur puissance nominale. En raison de la relative maturité des technologies étudiées, on s'attend à des données de coûts peu stabilisées pour quatre raisons :

- La production se fait encore aujourd'hui à petite échelle, la fabrication est relativement « artisanale ».
 - Certains composants font appel à des technologies de pointe encore en phase de développement (cœurs de pile, vaporeformeur...).
 - Le marché n'est pas encore mature et les prix ne sont que rarement publics.
 - Les coûts de maintenance doivent s'observer sur un grand nombre d'unités installées avec un retour d'expérience long et avec des produits standardisés pour être fiables.
- Moteur à combustion interne

Les données les plus complètes sont obtenues pour les moteurs à combustion interne en raison de leur maturité, il existe chez plusieurs fabricants une gamme de puissances disponibles. En particulier on dispose des prix publics pour l'ensemble de la gamme d'un constructeur de MCI (Figure 4.52). Le coût d'investissement spécifique en €/kW_{el} est décroissant : de l'ordre de 4000 €/kW_{el} pour des puissances autour de 10 kW_{el} jusqu'à 1000 €/kW_{el} pour des moteurs de 200 kW_{el}. Le coût de maintenance est lui aussi décroissant avec la puissance, en revanche on note que le coût

est estimé par heure de fonctionnement et non par kWh produit ce qui pénalise économiquement le fonctionnement en modulation (charge partielle)..

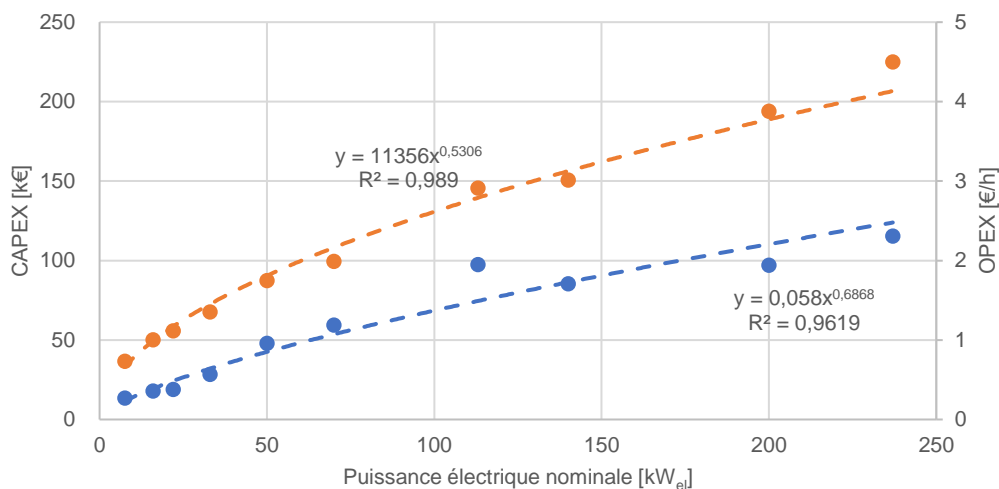


Figure 4.52 : Coût d'investissement (CAPEX, en orange) et de maintenance (OPEX, en bleu) des micro-cogénérations MCI, source : constructeur (confidentiel)

- Piles à combustible

Etant donné que la plupart des micro-cogénérations reposant sur les piles à combustible aujourd'hui proposées au catalogue par les constructeurs sont en réalité à un stade de démonstration sur le terrain, les coûts d'investissement ne sont pas encore définitifs et rarement publics. Au Japon, le déploiement des piles Enefarm a fait l'objet d'un suivi par les institutions du pays et le coût d'investissement tend à se stabiliser 6 ans après les premières unités installées sur le terrain à un coût d'environ 11 000 € (1 450 000 ¥) pour des systèmes de 0,7 à 0,75 kW_{el} (Figure 4.53).

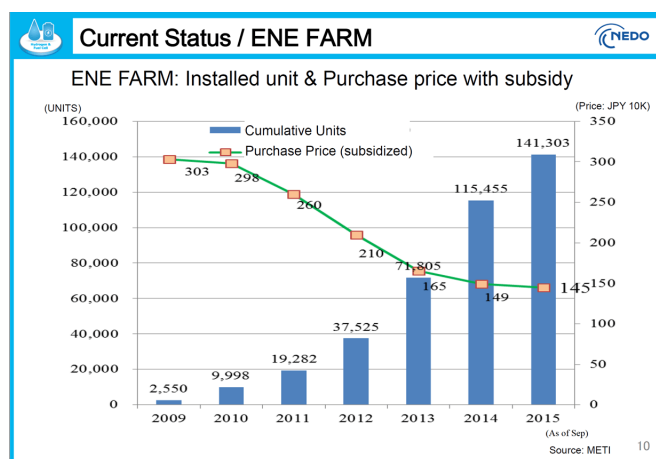


Figure 4.53 : Coût d'investissement (incluant les aides d'état) des micro-cogénérations à piles à combustibles Enefarm et installations cumulées en 2015, source : METI/NEDO (ministère de l'industrie japonais)

(Staffell & Green, 2013) ont analysé le taux d'apprentissage (baisse de prix des systèmes lorsque le nombre cumulé d'unités installées est multiplié par deux) de ce type de cogénération dans 3 projets de démonstrations sur plusieurs années et ont montré un taux d'apprentissage d'environ 16 %. Les objectifs de coûts affichés par le METI (Japon) et le DoE (USA) sont reportés Figure 4.54. Si le taux d'apprentissage passé se poursuit, l'objectif de 3 000 €/kW_{el} sera atteint lorsque 100 millions d'unités auront été vendues. On peut aussi déduire de ce graphique que la millionième cogénération de ce type sera vendue autour de 10 500 \$ (\approx 8 900 €), ces estimations semblent réalistes étant donné les prix annoncés en Europe par Viessmann pour sa pile à combustible en 2018 (\approx 12 000 € hors aides) alors qu'environ 200 000 systèmes ont été vendues à ce jour tous modèles confondus dans la gamme de puissance d'un kW_{el}.

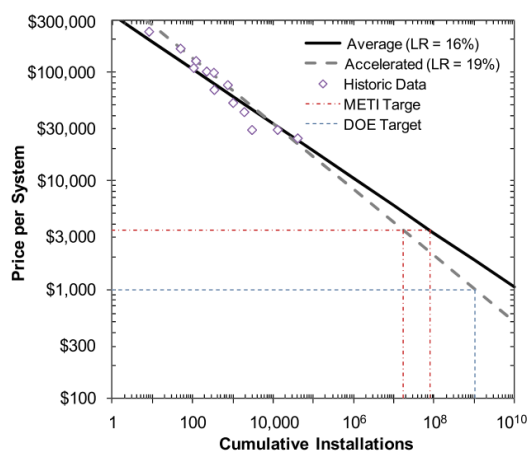


Figure 4.54 : Coût d'investissement des micro-cogénérations à piles à combustible (puissances de l'ordre de 1 kW_{el}), données historiques et projections du taux d'apprentissage, source : (Staffell & Green, 2013)

En revanche, on ne trouve pas de données du même type sur plusieurs années et de nombreuses unités vendues pour des PàC de puissance supérieure, à défaut de pouvoir corréliser le prix des systèmes avec la puissance nominale, on privilégie donc un investissement spécifique fixe de 11 000 €/kW_{el}.

Les coûts de maintenance que nous prenons en considération sont ceux proposés par l'étude de marché (CODE 2, 2014) à hauteur de 0,03 €/kWh_{el}. À raison d'une durée de fonctionnement annuelle de 4000 h et pour une cogénération de puissance 1 kW_{el} le coût annuel de maintenance s'élève à 120 € soit l'équivalent de l'entretien d'une chaudière pour un particulier. Ces estimations sont cohérentes avec ce que les constructeurs annoncent (pas de maintenance spécifique hormis le remplacement de filtres et cartouches de traitement de l'eau/du gaz naturel).

- Moteur Stirling

On trouve une revue des prix pratiqués par les fabricants de systèmes de micro-cogénération intégrant des moteurs Stirling dans (Bouvenot, 2015). Le prix public des systèmes de 1 kW_{el} vendus par Viessmann est de 12 700 € (hors aides). Ne disposant pas de données supplémentaires sur des systèmes réellement commercialisés, on généralise ce coût à l'ensemble des moteurs Stirling.

Les coûts de maintenance des micro-cogénérations de ce type sont considérés identiques à ceux d'une chaudière traditionnelle au gaz naturel, (CODE 2, 2014) propose un ratio de 0,01 €/h.

- Micro-turbine

Dans le cas des micro-turbines (Figure 4.55), on dispose de données plus exhaustives issues des travaux l'EPA (U.S. Environmental Protection Agency CHP Partnership, 2015) comprenant notamment les prix des systèmes Capstone, les données fournies par MTT complètent les coûts pour les petites puissances. On utilise les données de cogénérations allant au-delà de 50 kW_{el} afin de mieux identifier les corrélations. Les coûts de maintenance semblent relativement s'éloigner de la corrélation à partir de 200 kW_{el} (avec un comportement inattendu entre 200 et 300 kW_{el} probablement explicable par des différences technologiques).

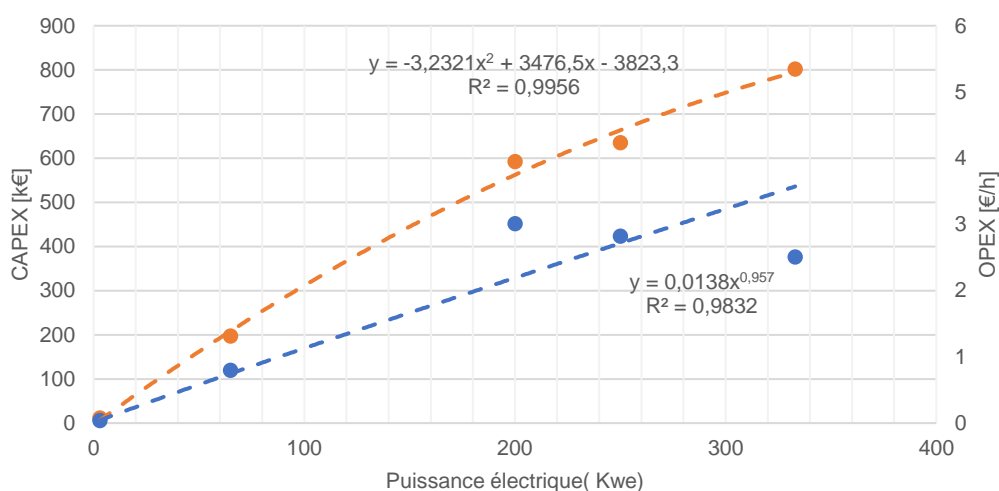


Figure 4.55 : Coûts d'investissement (CAPEX, en orange) et de maintenance (OPEX, en bleu) des micro et mini-cogénération à micro-turbine à gaz, sources : (U.S. Environmental Protection Agency CHP Partnership, 2015), échanges avec MTT

5 Conclusion du chapitre

Dans ce chapitre, nous avons développé les composants élémentaires de la plateforme de modélisation qui permettront de répondre aux objectifs formulés dans la thèse et à mener à bien des études de cas selon les approches par l'offre ou par la demande.

La première partie de ce chapitre contient une description synthétique des choix de modélisation, tant sur le niveau de détail apporté aux modèles qu'à la sélection de l'environnement de développement. Nous avons utilisé le logiciel Dymola reposant sur le langage Modelica pour développer une plateforme permettant la modélisation et la simulation couplée des systèmes avec l'enveloppe, les usages et la régulation.

Cette plateforme a été confrontée à des résultats expérimentaux et à une autre plateforme de modélisation des micro-cogénérateurs et bâtiments de référence. La comparaison s'est faite en deux temps :

- D'abord dans la partie 3.1 : validation du seul modèle de moteur Stirling sur des séquences de fonctionnement types et en conditions dynamiques (températures de retour et appels de puissance variables).
- Ensuite dans la partie 3.2 : comparaison d'indicateurs de fonctionnement annuels (énergies produite et fournie...) à l'échelle d'un bâtiment équipé d'un micro-cogénérateur Stirling et appoint chaudière gaz condensation (« écocogénérateur » type De Dietrich Hybris Power ou Viessmann Vitotwin 300-W). On réalise une inter-comparaison des performances annuelles simulées et mesurées entre plateformes de modélisation et avec plusieurs bâtiments réels équipés de ces systèmes.

Cette comparaison a montré que les résultats obtenus à l'aide de la plateforme sont fiables à l'échelle du composant moteur Stirling, même à des pas de temps infra-horaires. Les résultats sont très encourageants dans le cas de l'assemblage de l'ensemble enveloppe + micro-cogénérateur + autres systèmes CVC ; on ne pourra toutefois pas conclure définitivement étant donné qu'on dispose d'informations partielles sur les bâtiments réels et que les indicateurs comparés sont annuels.

Enfin, pour élargir les possibilités de modélisation, nous avons développé un modèle plus générique, dynamique de micro-cogénérateur qui permet de se passer d'essais expérimentaux pour simuler des micro-cogénérateurs de 5 technologies différentes et d'une puissance allant de 1 à 50 kW_{el}. Ce modèle repose sur une philosophie différente de celui développé par (Andlauer, 2011) et (Bouvenot, 2015) pour un moteur Stirling et qui est prolongé au chapitre 3. Le modèle générique repose sur une analyse étendue de la littérature disponible et de nos propres essais quant aux performances nominales et non-nominales et aux coûts des micro-cogénérations.

6 Bibliographie

- Alanne, K., Söderholm, N., Sirén, K. & Beausoleil-Morrison, I., 2010. Techno-economic assessment and optimization of Stirling engine micro-cogeneration systems in residential buildings. *Energy Conversion and Management*, Volume 51, pp. 2635-2646.
- Allard, Y., Kummert, M., Bernier, M. & Moreau, A., 2011. Intermodel comparison and experimental validation of electrical water heater models in TRNSYS. *Proceedings of Building Simulation 2011, Sydney*, pp. 688-695.
- Andlauer, B., 2011. Optimisation systémique de micro-cogénérateurs intégrés au bâtiment. *Thèse de doctorat, Mines ParisTech*.
- Arndt, U. et al., 2007. Experimental Investigation of Residential Cogeneration Devices and Calibration of Annex 42 Models. *Rapport, IEA*.
- Bacher, P. & Madsen, H., 2011. Identifying suitable models for the heat dynamics of buildings. *Energy and Buildings*, Volume 43, pp. 1511-1522.
- Baetens, R. et al., 2015. Openideas - an open framework for integrated district energy simulations. *Building Simulation 2017, Hyderabad*.
- Beausoleil-Morrison, I. et al., 2007. *Specifications for Modelling Fuel Cell and Combustion-Based Residential Cogeneration Devices within Whole-Building Simulation Programs*, s.l.: IEA.
- Bernd, T., 2008. Benchmark testing of Micro-CHP units. *Applied Thermal Engineering*, Issue 28, pp. 2049-2054.
- Bernier, M. A. & Bourret, B., 1999. Pumping Energy and Variable Frequency Drives. *ASHRAE Journal*, pp. 37-40.
- Berthou, T., 2013. Développement de modèle de bâtiment pour la prévision de charge de climatisation et l'élaboration de stratégie d'optimisation énergétique et d'effacement. *Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris*.
- Berthou, T. et al., 2015. Smart-E : A Tool for Energy Demand Simulation and Optimization at the Urban Scale. *Proceedings of Building Simulation 2015*.
- Bianchi, M., De Pascale, A. & Melino, F., 2013. Performance analysis of an integrated CHP system with thermal and Electric Energy Storage for residential application. *Applied Energy*, Volume 112, pp. 928-938.
- Bianchi, M., De Pascale, A., Melino, F. & Peretto, A., 2014. Performance prediction of micro-CHP systems using simple virtual operating cycles. *Applied thermal engineering*, Volume 71, pp. 771 - 779.

Blervaque, H., 2014. Règles de modélisation des systèmes énergétiques dans les bâtiments basse consommation. *Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris.*

Bouvenot, J.-B., 2015. Etudes par voies expérimentales et numériques de solutions de micro cogénération couplés aux bâtiments d'habitation. *Thèse de doctorat, INSA Strasbourg.*

Bouvenot, J.-B. et al., 2014. Gas Stirling engine micro CHP boiler experimental data driven model for building energy simulation. *Energy and Buildings*, Issue 84, pp. 117-131.

Bush, J., 2010. Modeling of CHP unit and evaluation of system performance in building applications. *Mémoire de MSc.*

Capstone Turbine Corporation, 2002. Product Specifications - Technical Specifications and Descriptions for a Single Capstone MicroTurbine.

CODE 2, 2014. Micro-CHP potential analysis European level report.

Conroy, G., Duffy, A. & Ayompe, L., 2013. Validated dynamic energy model for a Stirling engine u-CHP unit using field test trial data from a domestic dwelling. *Energy and Buildings*, Issue 62, pp. 18-26.

Cyssau, R., 2010. Les robinets thermostatiques traditionnels ne suffisent plus. *Publication en ligne XPAIR.COM.*

Da Silva, D., 2011. Analyse de la flexibilité des usages électriques : applications aux usages thermiques. *Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris.*

Dorer, V. & Weber, A., 2008. Energy and CO₂ emissions performance assessment of residential micro-cogeneration systems with dynamic whole-building simulation programs. *Energy Conversion and Management*, Issue 50, pp. 648-657.

Ellamla, H. R. et al., 2015. Current status of fuel cell based combined heat and power systems for residential sector. *Journal of Power Sources*, Issue 293, pp. 312-328.

Gallois, C. & Beaumont, C., 2015. *Suivi météorologique de sites équipés d'un écogénérateur*, Saint Rémy les Chevreuses: COSTIC.

Haller, M. Y. et al., 2010. A unified model for the simulation of oil, gas and biomass space heating boilers for energy estimating purposes. Part I: Model development. *Journal of Building Performance Simulation*, 4(1), pp. 1-18.

Hawkes, A. & Leach, M., 2004. Impacts of temporal precision in optimisation modelling of micro-Combined Heat and Power. *Energy*, 30(10), p. 1759.

Hssaini, Y., 2013. Résultats du field test écogénérateur Stirling De Dietrich instrumenté sur le site de Nanterre. *Rapport, CRIGEN Engie.*

Hssaini, Y., 2014. Résultats 2013 du field test Ecogénérateur instrumenté en chaufferie collective à Aulnay-Sous-Bois. *Rapport, CRIGEN Engie*.

Hssaini, Y., 2014. Résultats des field tests écogénérateurs à moteur Stirling VIESSMANN instrumentés de Mars 2013 à Septembre 2014. *Rapport, CRIGEN Engie*.

ICEDD, 2014. Réussir l'intégration de l'hydraulique et de la régulation d'une cogénération dans une chaufferie. *Service Public de Wallonie et Bruxelles Environnement, Namur*.

Johnson, G. et al., 2012. The calibration and validation of a model for simulating the thermal and electrical performance of a 1 kWAC proton-exchange membrane fuel-cell micro-cogeneration device. *Journal of Power Sources*, Issue 221, pp. 435-446.

Lefranc, A., 2016. Les chaudières à micro-cogénération (écogénérateurs). *Guide technique, ADEME*.

Matropasqua, L. et al., 2016. Testing and preliminary modelling of a 2.5 kW micro-CHP SOFC unit. *Proceedings of the ASME 2016 14th International Conference on Fuel Cell Science, Engineering and Technology, FUELCELL2016*.

Moore, B. C., 1981. Principal component analysis in linear systems: Controllability, Observability and model reduction. *IEEE transactions on automatic control*, Volume 26, pp. 17-32.

Nuytten, T. et al., 2013. Comparative analysis of latent thermal energy storage tanks for micro-CHP systems. *Applied Thermal Engineering*, Volume 59, pp. 542-549.

Plessis, G., Kaemmerlen, A. & Lindsay, A., 2014. BuildSysPro: a Modelica library for modelling buildings and energy systems. *Lund*.

Qnergy, 2014. *Qnergy MCHP QB7500 Cogeneration System*. [En ligne]
Available at: <http://www.tecsaving.com/wp-content/uploads/2015/03/Presentazione-QEnergy.pdf>
[Accès le 23 Novembre 2017].

Richalet, V., 1991. Caractérisation énergétique des bâtiments sur site : identification de modèles dynamiques ; méthodes de signature énergétique. *Thèse de doctorat, Grenoble INPG*.

Rosato, A. & Sibilio, S., 2012. Calibration and validation of a model for simulating thermal and electric performance of an internal combustion engine-based micro-cogeneration device. *Applied Thermal Engineering*, Issue 52, p. 478.

Rosato, A. & Sibilio, S., 2013. Energy Performance of a micro-cogeneration device during transient and steady-state operation: Experiments and simulations. *Applied Thermal Engineering*, Issue 52, pp. 478-491.

Roselli, C., Sasso, M., Sibilio, S. & Tzscheuschler, P., 2010. Experimental analysis of microgenerators based on different prime movers. *Energy and Buildings*, Issue 43, pp. 796-804.

Slavu, M., Serres, L., Miriel, J. & Colda, I., 2007. Modélisation des installations de chauffage à eau chaude - les économies apportées par la mise en place des pompes à vitesse variable. *Bulletin of the Polytechnic Institute of Jassy*, Volume LIII (LVII), pp. 105-118.

Staffell, I., 2015. Zero carbon infinite COP heat from fuel cell CHP. *Applied Energy*, Volume 147, pp. 373-385.

Staffell, I. & Green, R., 2013. The cost of domestic fuel cell micro-CHP systems. *International Journal of Hydrogen Energy*, Issue 38, pp. 1088-1102.

U.S. Environmental Protection Agency CHP Partnership, 2015. Catalog of CHP technologies - Section 5. Technology Characterization - Microturbines. *Rapport*.

Viessmann - ESS, 2014. Vitobloc 200 type EM-6/15. *Description technique*.

Vorger, 2014. Study of the influence of the inhabitants behavior on the energy performance of buildings. *Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris*.

Wakui, T., Wada, N. & Ryohei, Y., 2014. Energy-saving effect of a residential polymer electrolyte fuel cell cogeneration system combined with a plug-in hybrid electric vehicle. *Energy Conversion and Management*, Issue 77, pp. 40-51.

Wetter, M. & Haugstetter, C., 2006. Modelica vs TRNSYS - A comparison between an equation-based and a procedural modeling language for building energy simulation. *Proc. of the 2nd SimBuild Conference*.

Wetter, M., Zuo, W. & Nouidoui, T. S., 2011. Modeling of Heat Transfer in Rooms in the Modelica "Buildings" Library. *Proceedings of Building Simulation 2011*, pp. 1096-1103.

Wetter, M., Zuo, W., Nouidui, T. S. & Pang, W., 2014. Modelica Buildings Library. *Journal of Building Performance Simulation*, Volume 7.

Wilke, U., 2013. Probabilistic Bottom-up Modelling of Occupancy and Activities to Predict Electricity Demand in Residential Buildings. *Thèse de doctorat, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Suisse*.

CHAPITRE 5

Apports de la modélisation détaillée pour le dimensionnement, le choix du schéma hydraulique et de la régulation d'une installation de micro-cogénération

Résumé

Ce chapitre présente l'analyse détaillée de l'intégration de micro-cogénérateurs à des bâtiments de logements à l'aide de la plateforme de modélisation développée au chapitre précédent. L'étude d'un moteur à combustion interne dans un immeuble tertiaire de bureau est aussi proposée en annexe 6.

La première partie du chapitre traite du **dimensionnement** d'un micro-cogénérateur. L'étude de cas est un cogénérateur MCI d'une puissance de 5 à 35 kW_{el} (respectivement 14 à 70 kW_{th}) dans un bâtiment collectif. Elle montre que l'approche de dimensionnement par simulation détaillée permet d'estimer finement les flux d'énergie et des indicateurs techniques. L'analyse des temps de fonctionnement et des cycles marches/arrêts apporte des informations complémentaires pour optimiser la puissance installée d'un point de vue énergétique et/ou économique en assurant la pérennité de l'installation.

La deuxième partie du chapitre s'intéresse à l'**intégration, notamment hydraulique**, du micro-cogénérateur dans le système de production de chaleur du bâtiment. Une attention particulière est portée au(x) ballon(s) de stockage thermique aux régulations. Elle met en lumière des écarts (de performance, de fonctionnement...) conséquents entre les configurations hydrauliques possibles. L'étude est menée dans une maison individuelle équipée d'un cogénérateur Stirling avec appoint thermique intégré. On montre que le choix du schéma d'installation est primordial afin d'obtenir les meilleures performances saisonnières possibles. L'impact des occupants est aussi analysé avec deux profils différents : un couple économe et une famille de 4 personnes consommatrice. On montre la variabilité des résultats selon les usages chauffage, ECS et électrique du bâtiment.

Pour finir, ce chapitre propose de comparer les différents outils de modélisation et de sélection des micro-cogénérateurs intégrés aux bâtiments : d'une part l'outil horaire statique simplifié développé au chapitre 2 et, d'autre part, la plateforme de modélisation développée au chapitre 4. On en tire des recommandations sur leurs usages pratiques.

Table des matières

Résumé.....	317
Table des matières.....	318
Table des figures.....	320
Table des tableaux.....	322
1 Dimensionnement d'une installation de micro-cogénération	323
1.1 Cas d'étude : moteur à combustion interne en résidentiel collectif	323
1.1.1 Modélisation du bâtiment.....	323
1.1.2 Modélisation des usages	328
1.1.3 Systèmes CVC	329
1.1.4 Principe de fonctionnement et régulation	333
1.2 Analyse de sensibilité sur l'installation	335
1.2.1 Cas étudiés	335
1.2.2 Résultats	338
1.2.3 Recommandation à l'usage des concepteurs d'installation	340
1.3 Identification du dimensionnement optimal du cogénérateur	342
1.3.1 Lien entre valorisation économique de l'électricité, fonctionnement estival et puissance installée	342
1.3.2 Résultats économiques	343
1.3.3 Indicateurs techniques saisonniers	346
1.3.4 Résultats énergétiques.....	350
1.4 Conclusions de l'étude de cas immeuble de logement et MCI	355
2 Intégration hydraulique et régulation des micro-cogénérateurs	357
2.1 Cas d'étude : écogénérateur Stirling en maison individuelle	357
2.1.1 Contexte	357
2.1.2 Problématique et périmètre.....	357
2.1.3 Configurations étudiées.....	358
2.1.4 Bâtiments étudiés	359
2.2 Hypothèses de modélisation	359
2.2.1 Bâtiment	359
2.2.2 Equipements CVC.....	360
2.2.3 Scénarios de sollicitation (usages et météorologique).....	361
2.2.4 Critères d'analyse.....	362
2.3 Analyse de sensibilité	364
2.3.1 Influence du type de stockage et de sa configuration	364
2.3.2 Influence de la gestion du moteur Stirling et de son appoint.....	378
2.3.3 Influence de la programmation de consigne de température intérieure sur la production électrique.....	383
2.4 Etude paramétrique	385
2.4.1 Economies d'énergie primaire	385
2.4.2 Electricité produite	386
2.4.3 Nombre de cycles marche/arrêt du moteur Stirling.....	386
2.4.4 Pertes de stockage.....	388

2.4.5	Utilisation de l'appoint thermique.....	388
2.4.6	Taux d'autoconsommation	389
2.4.7	Economies d'exploitation générées	390
2.4.8	Récapitulatif du fonctionnement de l'écogénérateur dans deux cas d'études	393
2.5	Conclusions de l'étude de cas en maison individuelle et Stirling.....	394
2.5.1	Synthèse des résultats.....	394
2.5.2	Synthèse méthodologique.....	394
3	Bilan des résultats et comparaison des outils	395
3.1	Utilisation des monotones en micro-cogénération	395
3.2	Représentation en monotones de besoins et de production thermiques des résultats du chapitre, avantages et limites	396
3.3	Comparaison des outils de modélisation pour le dimensionnement et l'intégration .	399
3.4	Usage pratique des outils	402
3.4.1	Outils de dimensionnement en conception	402
3.4.2	Etablissement de règles de bonnes pratiques d'intégration	403
3.4.3	Accompagnement d'essais de terrain	403
4	Bibliographie.....	404

Table des figures

Figure 5.1 : Vue extérieure simplifiée (une fenêtre par logement) du bâtiment collectif de 28 logements et plan de l'appartement Mâtisse, le logement Mondrian attenant n'est pas utilisé dans cette étude	324
Figure 5.2 : Besoin thermique de chauffage de l'immeuble entier (a) et des logements (b) : valeurs minimales, maximales et moyenne (en rouge).....	325
Figure 5.3 : Résultats de la calibration du modèle RC en température du 1/01 au 14/01.....	326
Figure 5.4 : Résultats de la calibration du modèle RC en puissance du 1/01 au 14/01	326
Figure 5.5 : Résultats de la validation du modèle RC en température du 15/01 au 29/01.....	326
Figure 5.6 : Résultats de la validation du modèle RC en puissance du 15/01 au 29/01.....	326
Figure 5.7 : Illustration de la comparaison entre un modèle détaillé multi-zones équipé d'un radiateur par zone et d'un modèle simplifié monozone équipé d'un radiateur équivalent.....	327
Figure 5.8 : Répartition des besoins électriques spécifiques parmi les 28 logements	328
Figure 5.9 : Répartition des volumes de puisage journaliers moyens parmi les 28 logements ...	329
Figure 5.10 : Schéma de principe de la boucle de distribution de chauffage.....	330
Figure 5.11 : Schéma simplifié de la boucle de distribution ECS des logements	331
Figure 5.12 : Schéma du ballon ECS échangeur serpentin interne.....	332
Figure 5.13 : Schéma de l'installation en immeuble collectif comprenant la micro-cogénération MCI	333
Figure 5.14 : Hystérésis de démarrage de la cogénération	334
Figure 5.15 : Fonctionnement de la pompe de décharge du ballon tampon	334
Figure 5.16 : Hystérésis de contrôle des chaudières (mode chauffage).....	335
Figure 5.17 : Analyse de sensibilité : rendements et taux de couverture thermique de la cogénération	339
Figure 5.18 : Analyse de sensibilité : nombre de cycles (axe de gauche) et temps de fonctionnement annuels (axe de droite) de la cogénération.....	339
Figure 5.19 : Analyse de sensibilité : production électrique annuelle de la cogénération	340
Figure 5.20 : Analyse de sensibilité : coût global à 15 ans.....	340
Figure 5.21 : Coût global de l'installation selon la puissance nominale de la micro-cogénération MCI et le volume de stockage tampon installés pour les trois modes de valorisation étudiés.....	345
Figure 5.22 : Temps de retour sur investissement avec une cogénération par rapport à la solution de référence dans le cas E+H/Collectif (#1).....	346
Figure 5.23 : Rendements (PCS) électrique (haut) et thermique (bas) de la cogénération selon la puissance électrique nominale et le volume du ballon installés.....	347
Figure 5.24 : Ratio rendement thermique saisonnier/rendement thermique nominal selon la puissance électrique nominale et le volume du ballon installés.....	348
Figure 5.25 : Temps de fonctionnement annuel de la micro-cogénération selon la puissance électrique nominale et le volume du ballon installés	349
Figure 5.26 : Nombre annuel de cycles de fonctionnement de la micro-cogénération selon la puissance électrique nominale et le volume du ballon installés.....	349
Figure 5.27 : Durée moyenne d'un cycle de fonctionnement de la micro-cogénération sur une année selon la puissance électrique nominale et le volume du ballon installés.....	350
Figure 5.28 : Gain en énergie primaire par rapport à la solution de référence selon la puissance électrique nominale et le volume du ballon installés	351

Figure 5.29 : Taux de couverture thermique de la cogénération selon la puissance électrique nominale et le volume du ballon installés	351
Figure 5.30 : Taux d'autoconsommation (gauche), d'autoproduction (droite) et de couverture (bas) électriques selon la puissance électrique nominale et le volume du ballon installés	352
Figure 5.31 : Gradient thermique de production électrique des micro-cogénérations selon la puissance électrique nominale installée.....	354
Figure 5.32 : Illustration des causes d'arrêts de la cogénération : chroniques de fonctionnement la nuit du 19 au 20 janvier.....	354
Figure 5.33 : Gradient thermique de production électrique des micro-cogénérations pour une puissance nominale de 10 kW _{el} et loi d'eau 70/50 °C ou 80/60 °C à température extérieure de base	355
Figure 5.34 : Schéma de la configuration C1	358
Figure 5.35 : Schéma de la configuration C2.....	358
Figure 5.36 : Schéma de la configuration C3.....	359
Figure 5.37 : Schéma de la configuration C2 – variante A2	365
Figure 5.38 : Schéma de la configuration C2 – variante B2.....	365
Figure 5.39 : Schéma de la configuration C2 – variante C6.....	366
Figure 5.40 : Schéma de la configuration C2 – variante C46.....	366
Figure 5.41 : Comparaison des taux d'économie d'énergie primaire annuelle pour les quatre variantes de la configuration C2 (profil consommateur)	368
Figure 5.42 : Comparaison des rendements électriques nets annuels du moteur Stirling pour les quatre variantes de la configuration C2 (profil consommateur).....	369
Figure 5.43 : Comparaison des rendements thermiques annuels du moteur Stirling pour les quatre variantes de la configuration C2 (profil consommateur)	369
Figure 5.44 : Comparaison des consommations de gaz (PCS) du brûleur d'appoint pour les quatre variantes de la configuration C2 (profil consommateur)	370
Figure 5.45 : Comparaison des productions électriques annuelles de l'écogénérateur pour les quatre variantes de la configuration C2 (profil consommateur)	370
Figure 5.46 : Comparaison du nombre de cycles annuel de marche/arrêt du moteur Stirling pour les quatre variantes de la configuration C2 (profil consommateur).....	371
Figure 5.47 : Comparaison du taux d'autoconsommation électrique pour les quatre variantes de la configuration C2 (profil consommateur)	371
Figure 5.48 : Analyse des économies d'énergie primaire selon le volume de stockage, bâtiment RT 2005	374
Figure 5.49 : Analyse des pertes annuelles de stockage selon le volume de stockage, bâtiment RT 2005	374
Figure 5.50 : Analyse du nombre annuel de cycles du moteur Stirling selon le volume de stockage, bâtiment RT 2005	375
Figure 5.51 : Analyse de la consommation gaz du brûleur d'appoint selon le volume de stockage, bâtiment RT 2005	375
Figure 5.52 : Analyse de la production électrique nette de l'écogénérateur selon le volume de stockage, bâtiment RT 2005.....	376
Figure 5.53 : Cycle d'hystérésis par défaut Viessmann	379
Figure 5.54 : Comparaison du fonctionnement du moteur Stirling pour un seuil d'arrêt de l'appoint à +5 K et +6 K (configuration C2)	380

Figure 5.55 : Comparaison du fonctionnement de l'appoint pour un seuil d'arrêt d'appoint à +5 et +6 K (configuration C2)	381
Figure 5.56 : Température mesurée dans le ballon par la sonde chauffage et seuils d'hystérésis pour un seuil d'arrêt appoint à +5 K (configuration C2)	381
Figure 5.57 : Température mesurée dans le ballon par la sonde chauffage et seuils d'hystérésis pour un seuil d'arrêt appoint à +6 K (configuration C2)	381
Figure 5.58 : Taux d'économies d'énergie primaire annuelles pour toutes les études réalisées ..	385
Figure 5.59 : Production électrique nette annuelle pour toutes les études réalisées	386
Figure 5.60 : Nombre de cycles de démarrage du moteur Stirling pour toutes les études réalisées	387
Figure 5.61 : Pertes de stockage pour toutes les études réalisées.....	388
Figure 5.62 : Consommation du brûleur d'appoint pour toutes les études réalisées	389
Figure 5.63 : Taux d'autoconsommation électrique pour toutes les études réalisées	390
Figure 5.64 : Economies d'exploitation annuelles possibles dans un schéma de revente du surplus au tarif bleu hors taxe pour toutes études réalisées	391
Figure 5.65 : Economies d'exploitation annuelles possibles dans un schéma d'autoconsommation pour toutes les études réalisées	392
Figure 5.66 : Comparaison des principaux indicateurs pour les deux cas extrêmes de bâtiment avec un profil d'occupants « consommateur »	393
Figure 5.67 : Illustration de la démarche de dimensionnement de « l'aire maximum » proposée par (Daoud & Lebbe, 2009).....	396
Figure 5.68 : Influence qualitative des paramètres explorés dans le chapitre 5 sur la monotone des besoins et du cogénérateur	397

Table des tableaux

Tableau 5.1 : Principales caractéristiques de l'immeuble collectif	324
Tableau 5.2 : Tableau de synthèse des résultats de la calibration et validation du modèle simplifié de bâtiment.....	327
Tableau 5.3 : Synthèse des paramètres explorés dans l'analyse de sensibilité.....	336
Tableau 5.4 : Modes de valorisation comparés selon la période de fonctionnement et le périmètre d'autoconsommation.....	343
Tableau 5.5 : Caractéristiques thermiques des trois bâtiments étudiés	359
Tableau 5.6 : Tableau récapitulatif des valeurs des principaux paramètres du modèle RC.....	360
Tableau 5.7 : Puissances thermiques nominales des radiateurs équipant chacun des bâtiments étudiés	361
Tableau 5.8 : Modèle de consommation électrique.....	362
Tableau 5.9 : Code de lecture des résultats de l'analyse de sensibilité	378
Tableau 5.10 : Résultats synthétiques de l'analyse de sensibilité sur le seuil d'arrêt de l'appoint.....	380
Tableau 5.11 : Résultats de l'analyse de sensibilité sur la suppression du réduit de nuit et de jour	384
Tableau 5.12 : Prix des énergies.....	390
Tableau 5.13 : Comparaison des résultats des outils sur le cas d'étude immeuble collectif / MCI et synthèse des usages des différents outils de modélisation de la cogénération	402

Ce chapitre illustre l'apport de la plateforme de modélisation détaillée développée au chapitre 4 pour traiter les quatre objectifs présentés au chapitre 2. Au travers de deux études de cas, on se propose de mettre en lumière les contraintes liées aux bâtiments de logements individuels et collectifs. Pour chacune d'entre elles, on met en valeur le traitement d'un ou plusieurs objectifs. Les deux études de cas présentés dans ce chapitre sont les suivantes :

- Dimensionnement d'une micro-cogénération MCI dans un immeuble de logement collectif.
- Identification de la niche de marché d'un micro-cogénérateur Stirling : choix et impact de la configuration hydraulique et des bâtiments cibles.

On trouvera en annexe 6 une étude de cas supplémentaire présentée à la conférence IBPSA World 2017 en collaboration avec le Centre de Recherche et d'Innovation Energies Nouvelles Engie Lab traitant de l'intégration d'une MCI dans un bâtiment de bureaux. Cette étude de cas répond aux spécificités de l'intégration en tertiaire de bureaux et à l'optimisation des interactions avec le réseau électrique.

1 Dimensionnement d'une installation de micro-cogénération

1.1 Cas d'étude : moteur à combustion interne en résidentiel collectif

Le premier cas d'application consiste à dimensionner une installation de micro-cogénération dans un immeuble de logements collectifs. Cette section permet de démontrer l'intérêt du modèle de cogénération générique construit dans le chapitre 4. Le bâtiment choisi présente les mêmes caractéristiques que celui utilisé dans le paragraphe 2.3.1 du chapitre 2. On y a montré que le moteur à combustion interne fournit le meilleur compromis économique, énergétique et environnemental. Dans l'objectif de clarifier la présentation des résultats de cette section, on écarte donc d'emblée toutes les autres technologies. L'essentiel du descriptif est placé en annexe 4.

1.1.1 Modélisation du bâtiment

- Description du bâtiment et du modèle détaillé multi-zones

Le bâtiment modélisé est un immeuble fictif de 4 niveaux comprenant 7 appartements T3 par niveau (pour un total de 28), issus de la typologie de logements du CSTB (CSTB, 2001), leur surface est de 65 m² - type Matisse. Le modèle unitaire d'appartement est adapté de la bibliothèque Modelica BuildSysPro d'EDF (Plessis, et al., 2014). La Figure 5.1 illustre la géométrie de l'immeuble et de l'appartement. Ils sont tous orientés avec une façade principale orientée vers le Nord, les logements Mondrian ne sont pas utilisés dans cette étude. L'immeuble est donc un parallélépipède rectangle constitué d'un empilement de 4 x 7 logements, il est localisé à Orly pour les données de températures et d'insolation, on ne considère pas de masques solaires proches ou lointains sur la façade.

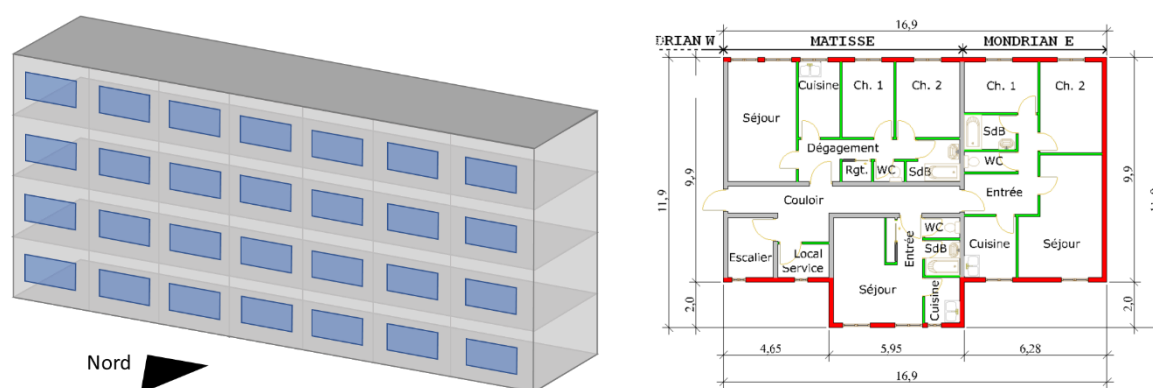


Figure 5.1 : Vue extérieure simplifiée (une fenêtre par logement) du bâtiment collectif de 28 logements et plan de l'appartement Matisse, le logement Mondrian attendant n'est pas utilisé dans cette étude

Une modélisation multi-zones de l'immeuble est réalisée à l'aide d'un assemblage de 28 modèles mono-zone correspondant chacun à un appartement Matisse. Ce modèle adopte une représentation multi-couches discrétisée 1D des murs et tient compte des échanges convectifs et radiatifs.

Chaque appartement est identique hormis les surfaces déperditives vers les appartements mitoyens et l'extérieur en fonction de sa position dans l'immeuble. Les caractéristiques de l'immeuble sont synthétisées dans le Tableau 5.1. On trouvera plus de détail sur l'immeuble en annexe 4.

Période de construction	Climatisé	Nombre de logements	Besoin thermique chauffage (à 20 °C sans apports internes)	Besoin chauffage maximal (à 20 °C sans apports internes)
1982 - 1989	Non	28	143 MWh / 79 kWh.m ² .an ⁻¹	58 kW

Tableau 5.1 : Principales caractéristiques de l'immeuble collectif

- Utilisation d'un modèle de bâtiment simplifié pour le couplage aux systèmes

Le temps de calcul pour la seule simulation des besoins (Figure 5.2.a) est d'environ 30 min sur un PC portable équipé d'un processeur double-cœur à 3 GHz et 8 Go de RAM. Une fois les zones thermiques couplées à un système de production, de distribution, un émetteur par zone et à une régulation classique (température de départ des radiateurs suivant une loi d'eau) les temps de calcul deviennent déraisonnables : ordre de grandeur : un jour pour un an. Pour étudier d'intégration d'une micro-cogénération dans cet immeuble, on utilise donc le modèle simplifié semi-physique R₆C₂ présenté au chapitre 4 issu des travaux de thèse de (Berthou, 2013).

Il existe une dispersion des besoins calculés par le modèle multi-zones ne dépassant pas 500 W entre les logements les plus déperditifs (coin supérieur de l'immeuble) et les mieux situés (au centre de l'immeuble en étage intermédiaire) (Figure 5.2.b). Cette relative homogénéité des besoins thermiques de chauffage entre les zones (appartements) du modèle détaillé nous semble compatible avec l'emploi du modèle simplifié, mono-zone, pour l'ensemble de l'immeuble.

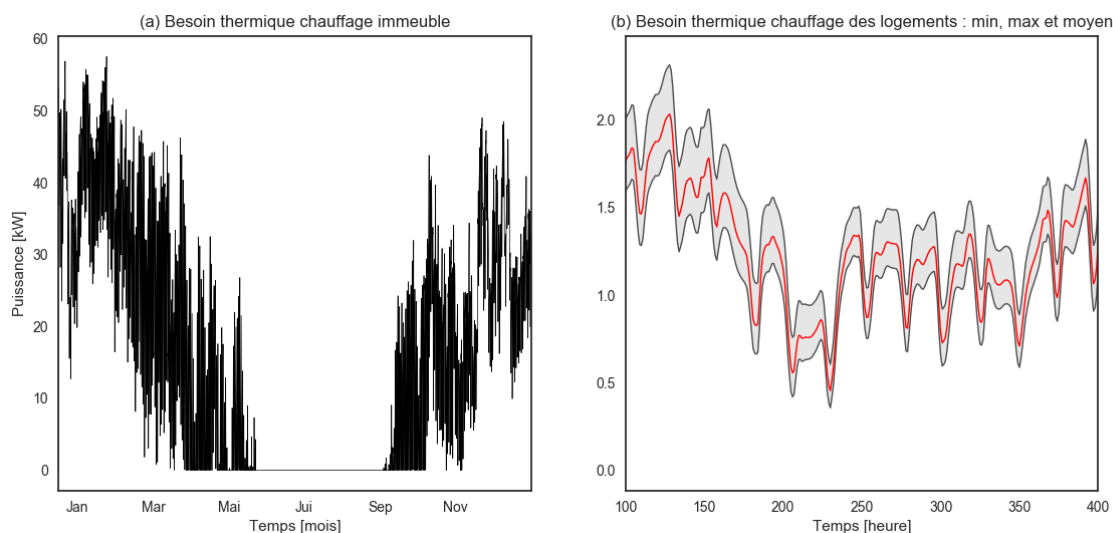


Figure 5.2 : Besoin thermique de chauffage de l'immeuble entier (a) et des logements (b) : valeurs minimales, maximales et moyenne (en rouge)

Les paramètres du modèle R_6C_2 sont calibrés pour minimiser les erreurs de prédiction en énergie, puissance et température par rapport à deux semaines de simulation des besoins calculés avec le modèle détaillé BuildSysPro. Ces derniers ont été calculés par 28 régulateurs PI injectant un flux thermique « parfait » dans chaque zone thermique pour maintenir la consigne de température demandée. Une période de deux semaines supplémentaires est ensuite utilisée pour valider le modèle. Afin de faciliter l'identification des paramètres, le profil de consigne de température est varié (consignes de 20, 16 et 12 °C, sur des périodes de 10 à 36 h) pour solliciter diverses constantes de temps du bâtiment. Contrairement au calcul du besoin présenté Tableau 5.1, la simulation n'est donc pas réalisée à une température constante de 20 °C.

Le modèle simplifié de l'immeuble est mono-zone alors que le modèle détaillé est multi-zones. La température d'air et la puissance injectée dans le modèle R_6C_2 sont donc calibrées par rapport à la moyenne des températures d'air et à la somme des puissances injectées dans le modèle détaillé. Les résultats de calibration et de validation sont illustrés respectivement par les Figure 5.3, Figure 5.4 et Figure 5.5, Figure 5.6.

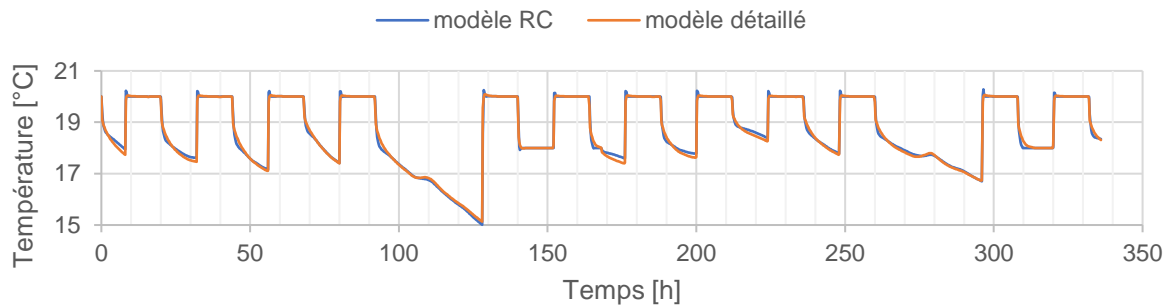


Figure 5.3 : Résultats de la calibration du modèle RC en température du 1/01 au 14/01

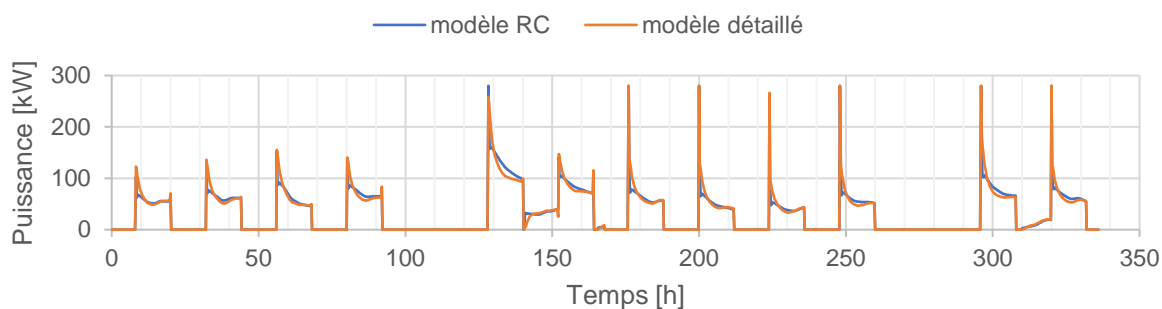


Figure 5.4 : Résultats de la calibration du modèle RC en puissance du 1/01 au 14/01

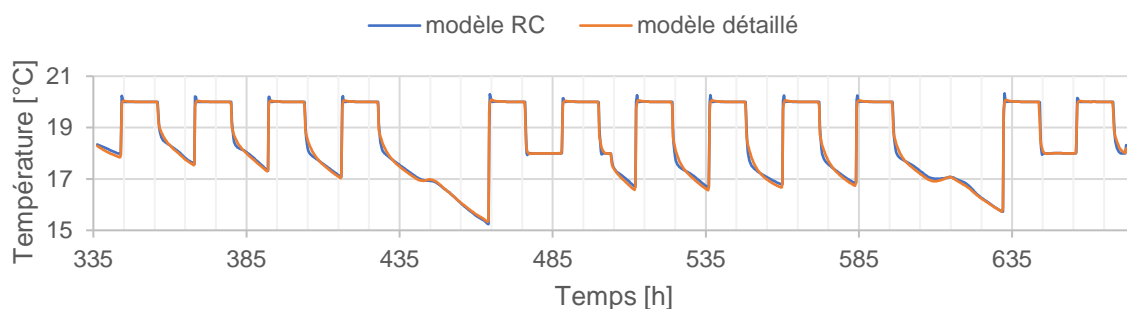


Figure 5.5 : Résultats de la validation du modèle RC en température du 15/01 au 29/01

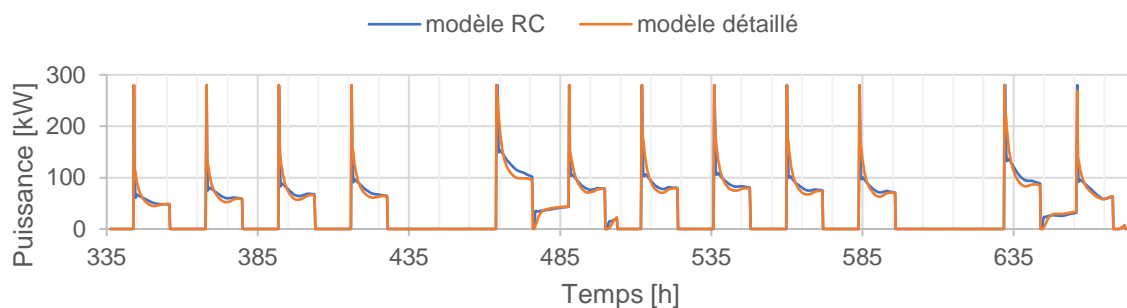


Figure 5.6 : Résultats de la validation du modèle RC en puissance du 15/01 au 29/01

- Validation du modèle simplifié couplé aux émetteurs

On cherche à valider l'utilisation du modèle simplifié mono-zone R_6C_2 dans un contexte où il est couplé à un système de production, distribution et émission à eau chaude. On modélise pour cela une boucle de chauffage à eau chaude alimentée à débit constant et température variable (loi d'eau suivant la température extérieure) sans régulation terminale. Dans le cas du modèle détaillé multi-zones, chaque logement est équipé d'un radiateur de 2,4 kW (déperdition maximale sur une année). On suppose le réseau parfaitement équilibré, les débits sont identiques dans chaque radiateur. Dans le cas du modèle R_6C_2 , on équipe le modèle mono-zone d'un radiateur équivalent de 21,6 kW (9 x 2,4 kW) dont la masse est égale à la somme des masses des 9 radiateurs. On se limite à une validation sur 9 zones, au lieu de 28 initialement, pour des raisons de temps de calcul du cas détaillé.

La validation du modèle RC repose sur la comparaison de la moyenne des températures des 9 zones et de la température du modèle RC pendant une année, on compare aussi la puissance émise par le radiateur équivalent à la somme des puissances émises par les 9 radiateurs ainsi que l'énergie délivrée par la boucle d'eau. La méthodologie est illustrée Figure 5.7.

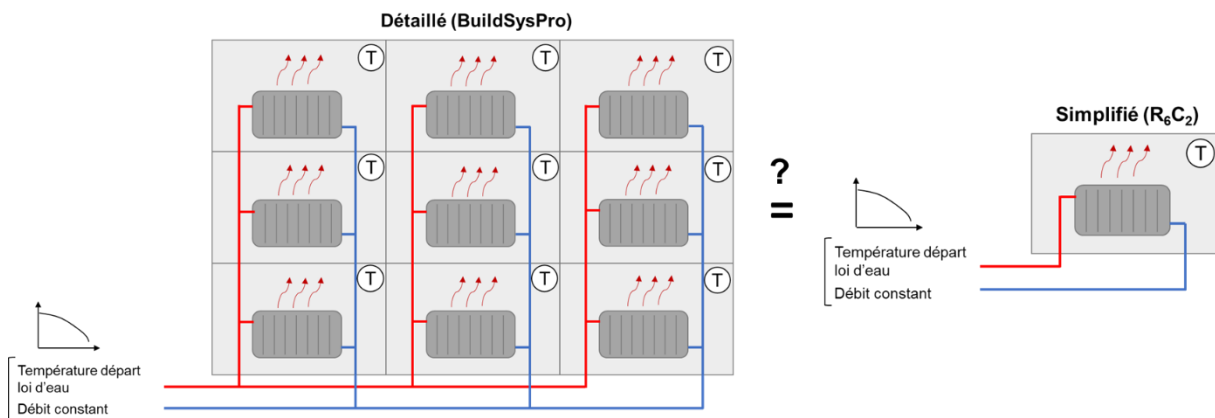


Figure 5.7 : Illustration de la comparaison entre un modèle détaillé multi-zones équipé d'un radiateur par zone et d'un modèle simplifié monozone équipé d'un radiateur équivalent

Phase	Variable	Indicateur	Valeur	Remarques
Calibration	Température	Fitting	90,0 %	Émetteur idéal (PI) réglé sur Tzone dans le modèle RC et le modèle détaillé Durée : 2 semaines Périmètre : 28 logements
	Puissance	Fitting	80,8 %	
	Energie	Ecart relatif	-1,3 %	
Validation	Température	Fitting	92,1 %	Émetteur idéal (PI) réglé sur Tzone dans le modèle RC et le modèle détaillé Durée : 2 semaines Périmètre : 28 logements
	Puissance	Fitting	82,0 %	
	Energie	Ecart relatif	-1,7 %	
Validation avec émetteurs	Température	Fitting	91,7 %	Durée : 1 an Périmètre : 9 logements Émetteur(s) • Détaillé : 9 radiateurs de 2400 W • RC : 9 x 2400 W Loi d'eau : 60/50 Réduit de loi d'eau de 10 K la nuit
	Puissance	Fitting	98,2 %	
	Energie	Ecart relatif	-1,0 %	

Tableau 5.2 : Tableau de synthèse des résultats de la calibration et validation du modèle simplifié de bâtiment

La synthèse des résultats de calibration et de validation pour les cas avec et sans émetteurs est présentée dans le Tableau 5.2 pour les trois variables comparées et selon deux indicateurs (fitting pour les séries temporelles, écart relatif pour les valeurs annuelles). Les écarts obtenus sont très satisfaisants avec un écart en énergie inférieur à 2 % dans tous les cas. Le fitting de la température dans la zone est systématiquement supérieur à 90 % tandis que le fitting de la puissance est toujours supérieur à 80 %.

Dans le cas de la validation avec les émetteurs, on note un excellent fitting pour la puissance (98,2 %). Puisque la température de départ et le débit d'eau total sont identiques entre mono-zone et multi-zones, cela signifie que les conditions d'échanges avec l'air ambiant et la dynamique des radiateurs sont très bien reproduites. Ces résultats permettent de conforter l'utilisation d'un modèle simplifié de bâtiment pour le couplage avec l'installation de micro-cogénération car il sera à même de reproduire correctement les appels de puissance.

1.1.2 Modélisation des usages

L'immeuble est occupé par 28 familles dont les caractéristiques socio-démographiques et les équipements sont tous différents. Le modèle d'usages est issu de simulations d'occupation de Smart-E (Berthou, et al., 2015) qui produisent des chroniques d'occupation au pas de temps 10 minutes, de puisage d'eau chaude sanitaire et de besoins électriques spécifiques cohérentes entre elles. Les familles sont composées de une à six personnes pour une moyenne de 2,3 occupants par logement, équivalent à la moyenne nationale (INSEE, 2013).

Les logements ont une consommation d'électricité spécifique très variable (Figure 5.8) allant de 1030 kWh.an⁻¹ à 4880 kWh.an⁻¹ et la consommation moyenne est de 2504 kWh.an⁻¹, proche de la moyenne nationale (ADEME, 2015). Plus de détail pourra être trouvé en annexe 4 concernant les profils d'occupation, on y trouvera aussi des illustrations des séries temporelles obtenues. On considère que l'intégralité des consommations électriques est réémise sous forme de chaleur qui participe au bilan thermique du bâtiment.

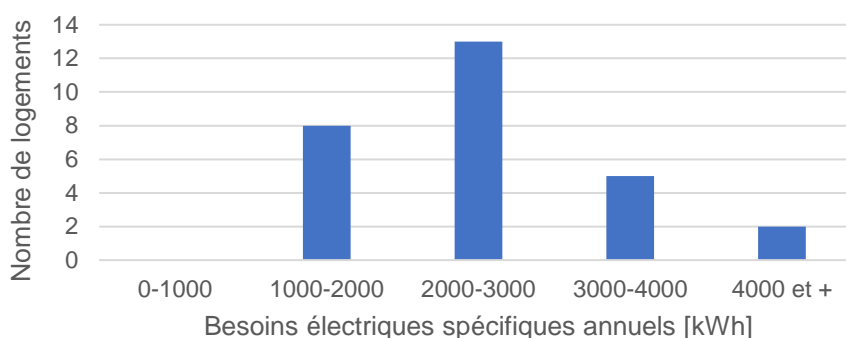


Figure 5.8 : Répartition des besoins électriques spécifiques parmi les 28 logements

La quantité d'eau moyenne par logement est de 66 L/jour à 60 °C ce qui est cohérent avec les retours d'expérience du COSTIC et de l'ADEME pour un T3 (COSTIC, 2016). Les volumes (et profils) de puisage des logements sont aussi hétérogènes comme le montre la **Erreur ! Source du renvoi i**

ntrouvable.. Cette quantité d'eau puisée représente un besoin thermique d'environ 39 MWh/an auquel s'ajoutent les déperditions de la boucle de distribution ECS. On trouvera de nouveau plus d'information sur leur modélisation en annexe 4.

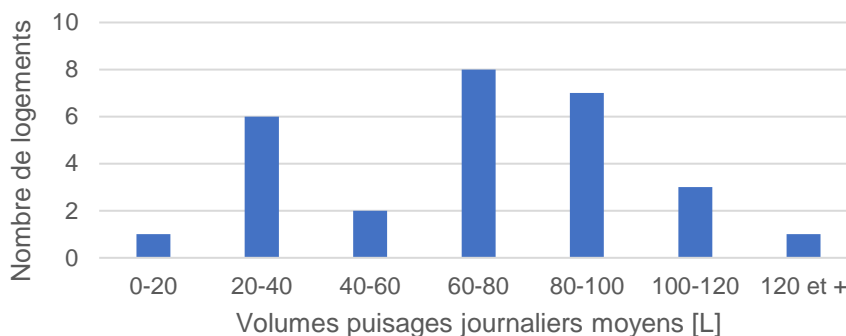


Figure 5.9 : Répartition des volumes de puisage journaliers moyens parmi les 28 logements

1.1.3 Systèmes CVC

L'enveloppe et les usages du bâtiment étant définis, on s'intéresse maintenant aux systèmes de production, distribution et émission de chaleur en dehors de la micro-cogénération, traitée plus loin. Le bâtiment est chauffé à l'aide d'une boucle de chauffage collective à eau chaude tandis que l'eau chaude sanitaire est distribuée *via* un bouclage en circulation continue. La chaufferie centralisée, classique, est constituée d'un circuit primaire comprenant deux chaudières en cascade et le découplage hydraulique est assuré par une bouteille casse-pression. Le circuit secondaire distribue la chaleur vers le circuit radiateur et le ballon d'eau chaude sanitaire alimentant le bouclage.

- Distribution et émission de chauffage

Le radiateur équivalent est couplé thermiquement au modèle R_6C_2 , **sa puissance nominale est de 84 kW** ce qui correspond à une surpuissance de 25 % par rapport au besoin maximum du bâtiment ($28 \times 2,4$ kW). Il est dimensionné pour un régime de fonctionnement 80/60 °C ce qui correspond aux pratiques de conception des années 1980 (Bézian, et al., 1997). On s'appuie sur les travaux de (Rahhal, 2006) pour définir la loi d'eau en fonction de la température extérieure, la température de départ varie entre 80 °C et 30 °C entre -7 °C et 20 °C extérieur. La consigne de départ est abaissée la nuit de 15 °C et augmentée de 5 °C au moment de la relance matinale entre 6 h et 8 h. Le débit nominal est donc de 3,6 m³/h, la perte de charge du radiateur au débit nominal est de 1 mCE.

Le radiateur dispose d'une régulation terminale (robinet thermostatique) dont le comportement est assimilé à un régulateur P de bande proportionnelle 0,5 K qui mesure la température de l'unique zone thermique pour agir sur le débit traversant le radiateur, la consigne est fixe et vaut 20 °C. Afin d'assurer un débit minimal dans la pompe de distribution, l'ouverture minimale du robinet est bridée à 10 % et la perte de charge à pleine ouverture est de 1 mCE également.

Le maintien de la température de loi d'eau dans le circuit radiateur est assuré par une vanne 3 voies dont la perte de charge à pleine ouverture vaut aussi 1 mCE. Un régulateur PI (BP = 10 K, Ti = 900

s) mesure la température de départ vers le radiateur puis assure un mélange pour satisfaire la loi d'eau.

La pompe de distribution est une pompe à vitesse variable de type Wilo Stratos 25/1-6 sélectionnée en fonction des pertes de charge et du débit nominal du circuit radiateur. La carte de performance de la pompe est fournie au modèle de pompe pour **calculer la consommation électrique** en fonction du débit d'eau, de la perte de charge, de la vitesse de rotation et du rendement global (moteur+hydraulique) de la pompe. Bien que les pompes installées dans les années 1980 soient généralement à vitesse fixe, on considère qu'elle a été remplacée depuis la construction de l'immeuble. **La pompe fonctionne à ΔP constant** afin de minimiser la consommation électrique lorsque la régulation terminale agit. La consigne de ΔP varie selon une horloge jour/nuit entre 1 et 3 mCE. Ce type de régulation permet d'éviter de faire circuler un débit très élevé la nuit lorsque les robinets thermostatiques sont en général pleinement ouverts (consigne fixe de 20 °C mais ralenti de nuit sur la loi d'eau donc température ambiante inférieure à 20 °C). Le schéma de la Figure 5.10 synthétise les informations précédentes.

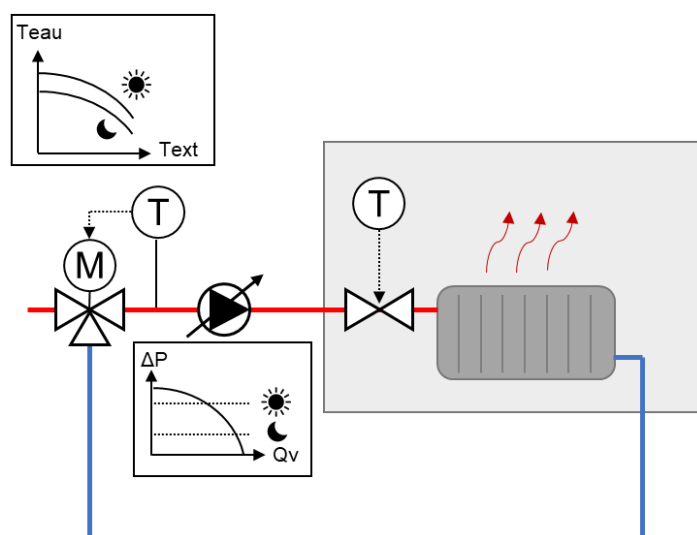


Figure 5.10 : Schéma de principe de la boucle de distribution de chauffage

- Bouclage ECS

Le bouclage ECS permet de maintenir un niveau de confort élevé en minimisant les temps d'attente lors des puisages ECS et permet de limiter les risques de développement de légionelle en raison d'eau stagnante à température modérée (autour de 30-40 °C). Le dimensionnement de la boucle ECS répond à des règles de l'Art (Programme RAGE, 2014) parmi lesquelles une vitesse minimale de 0,2 m/s dans les canalisations pour éviter l'encrassement et une chute de température aller/retour minimale pour éviter les risques sanitaires. On choisit donc de dimensionner la boucle ECS pour une vitesse cible de 0,3 m/s et une chute de température de 2 K avec un niveau d'isolation typique de la période de construction à savoir 2 cm.

La géométrie de la boucle ECS est imaginée sur la base de celle du bâtiment, les longueurs de tube horizontales et verticales ainsi déterminées permettent de modéliser la boucle de distribution ECS

dans Modelica en utilisant le modèle de tube discrétisé de la bibliothèque Buildings, la boucle de distribution ECS obtenue est illustrée sur la Figure 5.11.

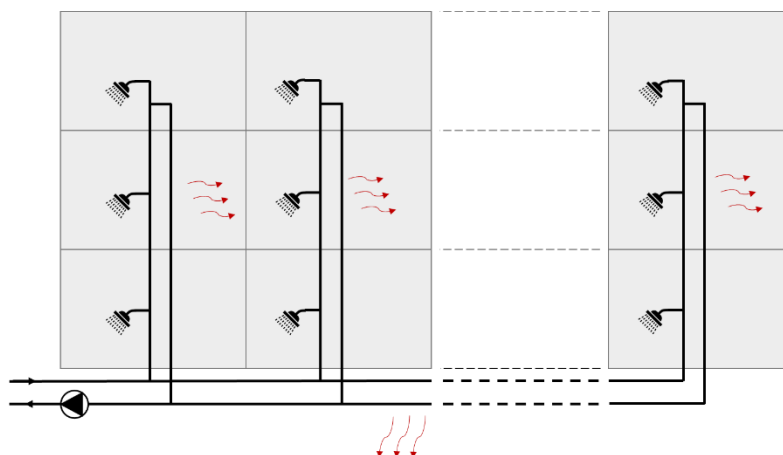


Figure 5.11 : Schéma simplifié de la boucle de distribution ECS des logements

Les diamètres de tuyauterie, calculés à partir des contraintes imposées précédemment, sont de 35 mm (horizontales) et de 12 mm (verticales). Le calcul dynamique des pertes thermiques est réalisé pour chaque élément de tube avec l'ambiance dans laquelle il se trouve. Ainsi, les pertes thermiques des distributions verticales sont récupérées dans le modèle de bâtiment R_6C_2 sous forme d'apports thermiques et contribuent au chauffage en hiver mais sont inutiles en été. La pompe de distribution est à vitesse fixe et se situe au retour de l'installation, il s'agit d'une pompe de type Wilo Stratos 25/1-6. Le point de fonctionnement du circuit est calculé lors de la simulation en fonction des caractéristiques des pertes de charge des tubes et de la caractéristique de la pompe.

En pratique, les simulations annuelles confirment que la chute de température dans les tuyauteries ne dépasse jamais 3 K.

- Ballon ECS

La boucle de distribution est alimentée par un ballon d'eau chaude sanitaire dont le volume fera l'objet d'une étude paramétrique. On choisit d'utiliser un ballon plutôt qu'une production instantanée par échangeur à plaques pour lisser les pointes de besoins ECS, ce qui favorise le fonctionnement de la cogénération (dont la puissance est limitée). La taille du ballon permet de passer la **pointe horaire de 562 L**. Pour un ΔT de 50 °C (eau froide-eau chaude sanitaire), la **puissance de l'échangeur à prévoir est de 33 kW pour un ballon de 500 L** pour une température d'eau chaude primaire de 70 °C (documentation du ballon Viessmann Vitocell 100-V CVA (Viessmann, s.d.)). Par sécurité, on dimensionne l'échangeur pour transmettre une puissance de 40 kW dans ces conditions.

Le modèle de ballon stratifié avec échangeur de chaleur de la bibliothèque Modelica Buildings est modifié pour tenir compte de l'ajout d'un port hydraulique supplémentaire correspondant au retour de bouclage ECS (Figure 5.12). Le circulateur de charge ECS fonctionne en fonction de la température dans la zone supérieure du ballon.

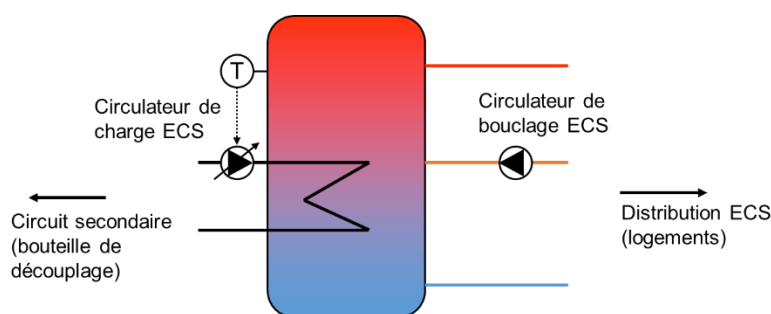


Figure 5.12 : Schéma du ballon ECS échangeur serpentin interne

- Chaudières

La production (au circuit primaire) doit fournir **33 kW de puissance pour l'ECS** et **58 kW pour le chauffage**. On dimensionne les chaudières selon la « règle des 2/3 » qui indique que, dans une cascade de deux chaudières, chacune doit pouvoir fournir 2/3 de la puissance maximale pour un total de 4/3 à pleine puissance. Cela permet notamment de pallier la défaillance d'une des deux chaudières et d'atteindre des taux de charge plus bas qui augmentent le rendement des chaudières à condensation. Les deux chaudières à condensation sélectionnées sont des Viessmann 200-W B2HA, elles disposent d'une puissance thermique modulable entre 10,9 et 55,2 kW en régime 80/60 °C (12-60 kW en 50/30 °C). Elles sont de type faible contenance en eau. Le débit d'eau nominal de chaque chaudière en régime 80/60 est de 2,3 m³/h. Quelle que soit la puissance de cogénération installée, on considère que les chaudières sont toujours les mêmes.

Le modèle dynamique de chaudière (Blervaque, 2014) considère les flux d'énergie de la chaudière (combustible, chaleur utile, pertes) ainsi que la consommation des pompes à partir des paramètres renseignés par les constructeurs (base (ATITA, s.d.)). Le modèle de Blervaque a été adapté pour les spécifications Modelica de la plateforme développée et une régulation du débit du circulateur en fonction du ΔT chaudière a été ajoutée.

- Micro-cogénération et stockage thermique

La micro-cogénération installée est un **moteur à combustion interne à condensation** dont la puissance installée varie dans l'étude paramétrique **entre 5 et 35 kW_{el}**. Les performances en fonctionnement sont calculées à l'aide du modèle dynamique construit au chapitre 4 et dépendent donc de la puissance installée. Le rendement électrique nominal varie par exemple pour des puissances de 5 et 35 kW_{el} entre 23 % et 31 % (PCS), le rendement thermique nominal entre 68 % et 61 % (PCS).

La micro-cogénération est intégrée au circuit hydraulique primaire accompagnée d'un ballon tampon dont le volume d'eau fera l'objet d'une étude paramétrique. Le schéma d'intégration de la micro-cogénération à l'ensemble de l'installation est présenté dans la section suivante.

1.1.4 Principe de fonctionnement et régulation

Le **schéma de principe de l'installation** comprenant la régulation est donné sur la Figure 5.13. Ce schéma est directement inspiré du guide de référence de l'ICEDD (ICEDD, 2014) qui présente les options techniques possibles pour l'intégration d'une cogénération MCI dans la chaufferie d'un bâtiment neuf ou existant. La production d'ECS, moins développée dans le guide, est proposée de manière originale dans la suite.

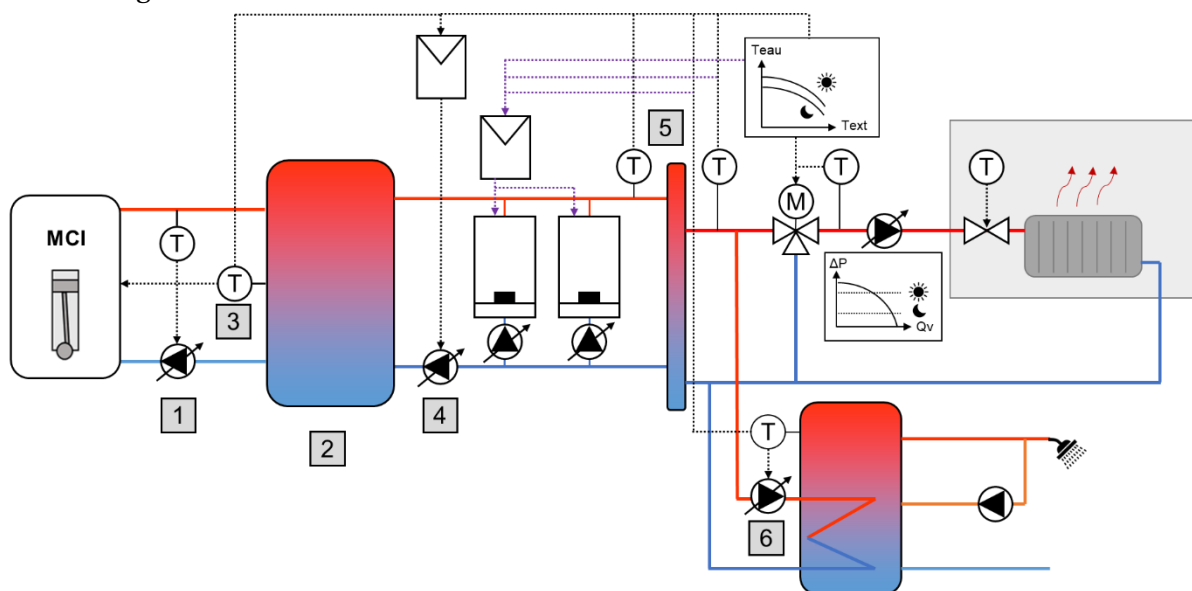


Figure 5.13 : Schéma de l'installation en immeuble collectif comprenant la micro-cogénération MCI

Les points clés à retenir sont :

- La pompe de circulation du cogénérateur (1) est réglée pour maintenir une température en sortie de cogénération de 85 °C, la température maximale d'entrée du cogénérateur est de 70 °C (cette dernière se met en sécurité au-delà).
- Un ballon tampon (2) est présent, son objectif est d'obtenir les meilleures performances de la cogénération en allongeant les cycles de fonctionnement, il minimise le recours aux chaudières d'appoint.
- La température du ballon tampon (3) est mesurée sur l'une des strates et réglée par le fonctionnement de la cogénération à l'aide d'une hystérésis de démarrage/arrêt (par défaut 5 K) illustré Figure 5.14. Un régulateur P peut être utilisé pour moduler la puissance de la cogénération si la température du ballon s'approche de la consigne (trait pointillé).

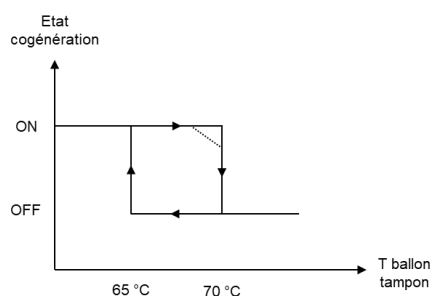


Figure 5.14 : Hystérésis de démarrage de la cogénération

- La pompe de décharge du ballon tampon (4) a pour office de transférer la chaleur produite par la cogénération stockée dans le ballon vers la bouteille de découplage et les circuits secondaires. Elle ne fonctionne que si la température du ballon tampon est supérieure à la consigne de température la plus élevée entre le chauffage (loi d'eau) et l'ECS (voir Figure 5.15). Elle fonctionne à vitesse variable en fonction de l'écart de température entre les sondes de départ primaire et secondaire (5). Un régulateur P contrôle la vitesse de pompe de manière à maintenir le débit primaire le plus proche possible du secondaire pour obtenir à la fois :
 - la température départ secondaire proche du départ primaire,
 - la température retour primaire la plus basse possible.

Ce dernier aspect est primordial pour obtenir la condensation dans les chaudières et la cogénération dans le cadre d'une chaufferie avec découplage hydraulique.

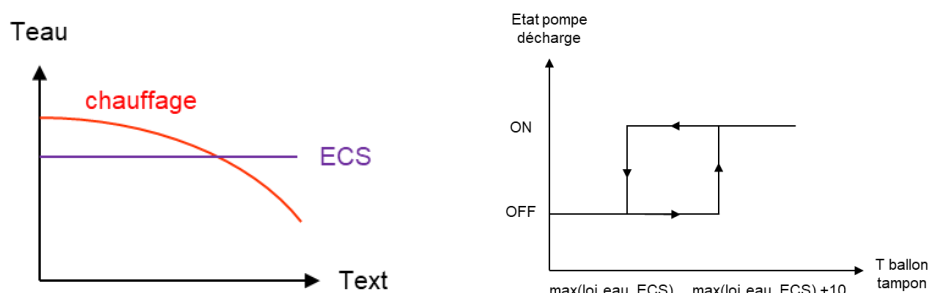


Figure 5.15 : Fonctionnement de la pompe de décharge du ballon tampon

- Le circulateur de charge du ballon ECS (6) est réglé pour maintenir la température du ballon à 60 °C. Dans les installations collectives classiques, cette pompe est couramment à vitesse fixe mais nous proposons de choisir une pompe à vitesse variable réglée proportionnellement à la température du ballon. Nous verrons les conséquences de ce choix dans la partie résultat. On utilise un régulateur P de bande proportionnelle 5 K.
- Les chaudières fonctionnent simultanément pour le chauffage lorsque la température de départ au secondaire n'atteint pas la consigne de la loi d'eau (voir Figure 5.16). Le cycle d'hystérésis des chaudières est décalé par rapport à celui de la pompe du ballon tampon afin de privilégier l'utilisation du stock d'eau chaude tampon. Par ailleurs, il existe une priorité ECS lorsque le ballon d'eau chaude sanitaire est en-dessous de 50 °C. Les chaudières délivrent alors la puissance maximale jusqu'à ce que le ballon atteigne de nouveau 58 °C.

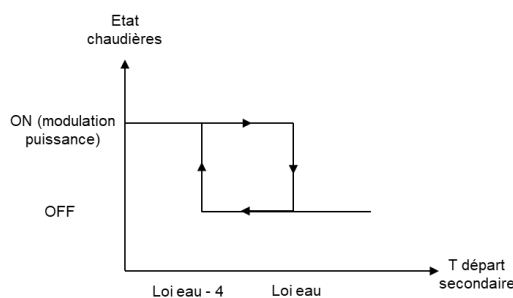


Figure 5.16 : Hystérésis de contrôle des chaudières (mode chauffage)

Le modèle détaillé de l'installation CVC, du bâtiment et de ses usages permet de représenter finement les interactions entre les différents sous-systèmes et permet de quantifier l'impact de choix de conception concernant l'intégration hydraulique. Ce point est capital puisqu'il permettra à la plateforme de servir d'outil d'aide à la décision en garantissant que les simulations soient au plus près du fonctionnement attendu de l'installation réelle.

1.2 Analyse de sensibilité sur l'installation

Cette section présente les résultats d'une brève analyse de sensibilité par simulation de l'installation décrite précédemment. Elle permet de présenter l'influence de certains choix de conception et de contrôle de l'installation.

1.2.1 Cas étudiés

Dans le but de maximiser la production thermique du micro-cogénérateur (et diminuer celle de l'appoint thermique), il faut nécessairement porter attention au dimensionnement de divers organes comme les pompes et les ballons ainsi qu'aux réglages de l'installation.

Cette analyse de sensibilité porte sur les paramètres de l'installation identifiés comme sensibles lors de la construction du modèle :

- Circulateur de décharge du ballon tampon : influence du débit maximal de décharge
- Contrôle du circulateur de charge ECS : mode ON/OFF ou modulation de vitesse
- Contrôle de la puissance de la cogénération : mode ON/OFF ou modulation de puissance
- Influence du volume de stockage eau chaude sanitaire

Le Tableau 5.3 rassemble les variantes étudiées et les paramètres sur lesquels on agit dans chaque cas, les paramètres modifiés sont indiqués en couleur. On étudiera l'impact du volume tampon de la cogénération dans l'étude paramétrique de dimensionnement dans la partie 1.3 suivante.

Le cogénérateur MCI utilisé dans l'analyse de sensibilité a une puissance nominale de 10 kW_{el} et 25 kW_{th} .

Variantes	Circulateur décharge ballon tampon	Régulation CHP	Vitesse circulateur charge ECS	Régulation circulateur charge ECS	Volume stockage ECS
Base	modulant débit max $\approx 0,75$ kg/s	Modulant	Vitesse variable	Proportionnelle	1000 L
Circulateur ballon tampon -	modulant débit max $\approx 0,23$ kg/s	Modulant	Vitesse variable	Proportionnelle	1000 L
Circulateur ballon tampon +	modulant débit max ≈ 1 kg/s	Modulant	Vitesse variable	Proportionnelle	1000 L
Circulateur ECS ON/OFF -	modulant débit max $\approx 0,75$ kg/s	Modulant	Vitesse fixe : $Q_v \approx 1$ m ³ /h	ON/OFF	1000 L
Circulateur ECS ON/OFF +	modulant débit max $\approx 0,75$ kg/s	Modulant	Vitesse fixe : $Q_v \approx 3,6$ m ³ /h	ON/OFF	1000 L
Sans modulation CHP	modulant débit max $\approx 0,75$ kg/s	ON/OFF	Vitesse variable	Proportionnelle	1000 L
Volume de stockage ECS	modulant débit max $\approx 0,75$ kg/s	Modulant	Vitesse variable	Proportionnelle	500 L \rightarrow 2000 L

Tableau 5.3 : Synthèse des paramètres explorés dans l'analyse de sensibilité

a) Circulateur de décharge du ballon tampon

Le circulateur de décharge du ballon est à vitesse variable quoi qu'il arrive afin de maintenir la température de retour primaire la plus froide possible en modulant le débit primaire de manière à équilibrer le débit secondaire qui varie librement selon la régulation de la distribution/émission. La régulation du circulateur de décharge telle que recommandée par le guide technique de l'ICEDD (ICEDD, 2014) est primordiale pour assurer les meilleures performances, en revanche aucune valeur de dimensionnement du débit n'est fournie par le guide. On se propose de faire varier le débit maximal du circulateur de décharge (en ajoutant une vanne de réglage) pour mesurer son impact.

b) Contrôle du circulateur de charge du ballon ECS

Le circulateur de charge du ballon ECS est généralement contrôlé dans les installations collectives en mode ON/OFF à vitesse fixe et permet de réchauffer rapidement le ballon ECS lorsque celui-ci descend en-dessous d'une température de consigne. Les brusques démarrages du circulateur engendrent des baisses rapides de la température de départ secondaire et des appels de puissance importants que la cogénération et son ballon tampon doivent être en mesure de compenser sous peine d'engager le démarrage des chaudières d'appoint. Il faut donc prévoir un volume tampon primaire suffisamment important et une pompe de décharge suffisamment puissante. Malgré cela, le fonctionnement ON/OFF du circulateur de charge du ballon ECS peut aussi entraîner des déséquilibres hydrauliques lors de sa mise en route et contribuer à réchauffer les retours de la cogénération.

L'idée de diminuer le débit de charge ECS voire de moduler la vitesse du circulateur au plus près du besoin ECS a pour objectif de :

- Limiter les appels de puissance causés par l'ECS pour favoriser la couverture thermique de la cogénération.
- Limiter les perturbations hydrauliques (inadéquation des débits primaires et secondaires) pour favoriser des retours froids.

La régulation de vitesse du circulateur ECS en mode variable se fait à l'aide d'un régulateur de bande proportionnelle 5 K.

c) Contrôle de la modulation de puissance

Les micro-cogénérateurs MCI peuvent en général varier sa puissance électrique entre 50 et 100 % de sa puissance nominale (cas de Viessmann, CogenGreen, 2G, cf. chapitre 4). La régulation de la puissance peut se faire afin de suivre un signal de demande électrique par exemple ou plus généralement en fonction de la température dans le ballon tampon primaire. L'objectif de la modulation est de ralentir la cogénération pour éviter son arrêt lorsque la température du ballon tampon atteint une valeur proche de la consigne. Cela permet de diminuer l'usure du moteur qui est sensible aux redémarrages et d'éviter les pertes en régimes transitoires. Deux obstacles peuvent toutefois rendre la modulation non souhaitable :

- Le coût d'entretien dépend du temps de fonctionnement et non de la production d'énergie, selon des conditions contractuelles de maintenance imposées par les constructeurs : il est donc préférable de fonctionner à pleine puissance pour minimiser le coût d'entretien par kWh produit.
- Le rendement électrique décroît à charge partielle ce qui diminue la production d'électricité par unité de combustible consommée et diminue les gains en énergie primaire. A noter que la perte de rendement électrique est compensée par l'augmentation du rendement thermique (dont la valorisation en énergie primaire est moins intéressante).

La modulation de puissance se fait à l'aide d'une régulation de bande proportionnelle 2 K sur la température de la sonde du ballon tampon primaire.

d) Volume de stockage ECS

A priori, le surdimensionnement du stockage ECS permet de favoriser le fonctionnement de la cogénération au détriment cependant de pertes thermiques par l'enveloppe et d'un coût d'investissement plus élevés. On se propose d'explorer son influence pour déterminer le volume idéal pour des volumes de stockage compris entre 500 et 2000 L. Le coût du ballon ECS avec échangeur serpentin est donné selon l'équation 5.1 proposée par Bouvenot.

$$CAPEX_{ballon\ ECS}[\text{€}] = 43,54 \cdot V[L]^{0,67} \quad (5.1)$$

1.2.2 Résultats

Les résultats de l'analyse de sensibilité sont présentés sur les Figure 5.17 à Figure 5.20, la configuration de base est indiquée sur les figures avec un contour noir (à gauche). Les conclusions de l'analyse de sensibilité sont les suivantes :

- Si le débit maximal du circulateur de décharge du ballon tampon est trop faible, il limite la durée de fonctionnement (Figure 5.18), la production électrique (Figure 5.19) et le taux de couverture thermique (Figure 5.17) du cogénérateur. À l'inverse, une augmentation trop importante du débit maximal se fait au détriment du cyclage : le circulateur déstratifie le ballon tampon, le retour du cogénérateur venant du bas du ballon est fréquemment trop chaud, cela entraîne des mises en sécurité.
- Le contrôle du circulateur de charge ECS en tout ou rien dégrade les performances de la cogénération. À fort débit (« ECS ON/OFF + »), celle-ci fonctionne plus longtemps (Figure 5.18) et produit plus d'électricité (Figure 5.19) mais cela se fait en réalité à cause d'une baisse significative du rendement thermique (-2 à -4 points de rendement, Figure 5.17) liée à la hausse de la température moyenne de retour du primaire. Cette hausse de température entraîne par ailleurs de nombreuses mises en sécurité qui se traduisent par une nette hausse (+130 %) du nombre de marche/arrêt (Figure 5.18). Avec un débit limité (« ECS ON/OFF - »), le rendement thermique est moins modifié car le débit est plus faible et les retours plus froids. Par contre, la couverture thermique de la cogénération diminue nettement car le ballon descend en température à cause du débit dans l'échangeur serpentin limité, ce qui sollicite les chaudières (+ 5 MWh_{th}).
- Les résultats en fonctionnement tout ou rien de la micro-cogénération sont très proches de ceux obtenus en fonctionnement modulant. La baisse du temps de fonctionnement (≈ 200 h, Figure 5.18) permet d'économiser moins d'une centaine d'euro par an de frais de maintenance, ce qui est compensé par plus de consommation de combustible en raison d'une baisse du rendement thermique. Comme attendu, on note une augmentation sensible (+ 11 %) du nombre de cycles marche/arrêt. La modulation de puissance montre donc bien un intérêt.
- Enfin, l'analyse de sensibilité de l'installation au volume de stockage ECS montre que le surdimensionnement du ballon ECS est inutile car il entraîne un investissement supérieur qui n'est pas rentabilisé sur la durée de vie de l'installation (Figure 5.20). Le ballon de 500 L constitue le meilleur choix pour la suite de l'étude.

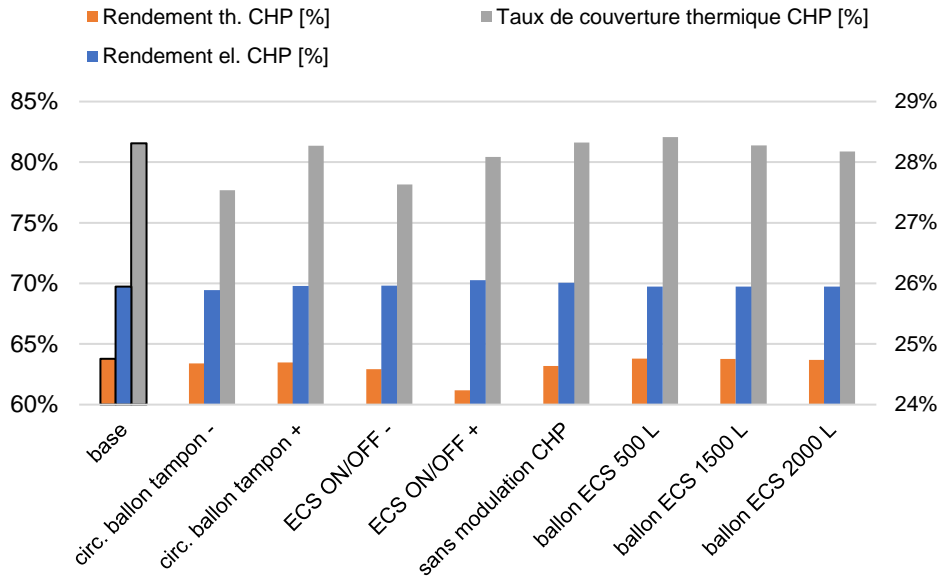


Figure 5.17 : Analyse de sensibilité : rendements et taux de couverture thermique de la cogénération

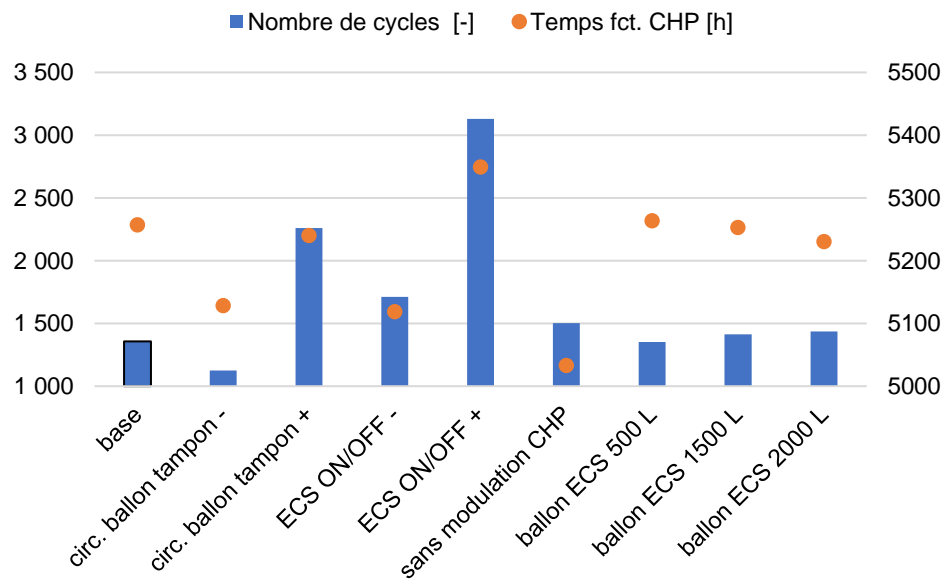


Figure 5.18 : Analyse de sensibilité : nombre de cycles (axe de gauche) et temps de fonctionnement annuels (axe de droite) de la cogénération

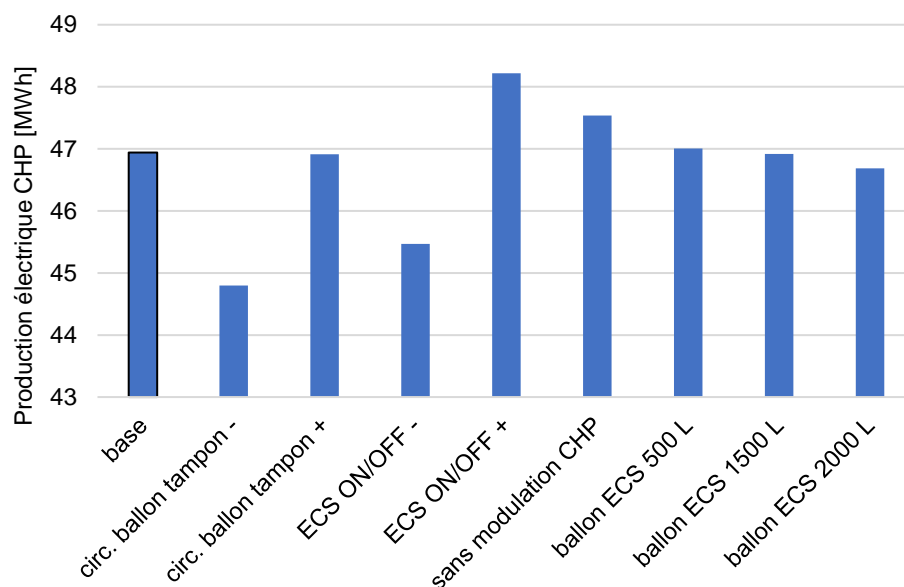


Figure 5.19 : Analyse de sensibilité : production électrique annuelle de la cogénération

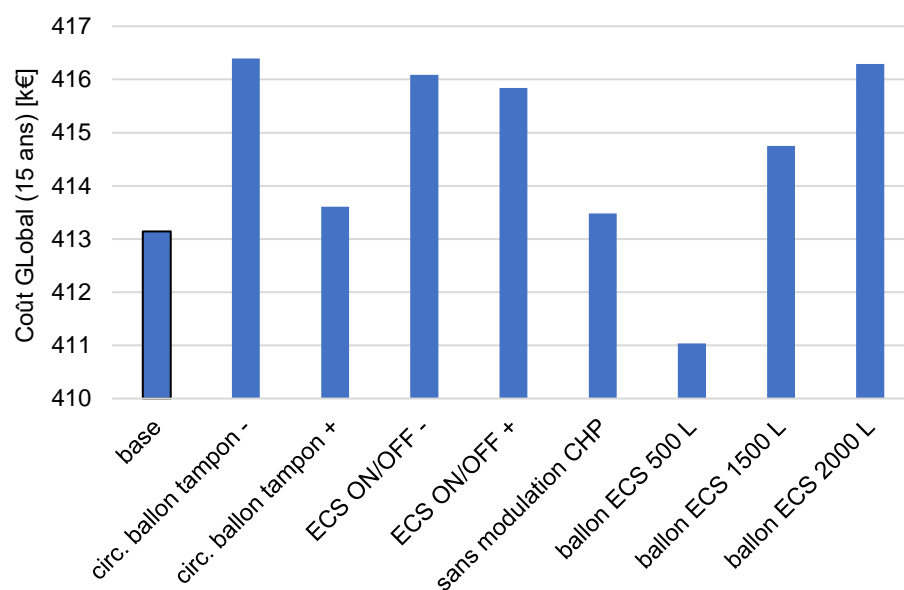


Figure 5.20 : Analyse de sensibilité : coût global à 15 ans

1.2.3 Recommandation à l'usage des concepteurs d'installation

L'analyse de sensibilité a montré que les paramètres de contrôle et de conception de l'installation jouent un rôle primordial dans ses performances. Dans l'optique d'apporter des préconisations techniques aux concepteurs d'installation de cogénération, on recommande de respecter les points suivants.

- ➔ Assurer un débit nominal de décharge du ballon tampon élevé pour favoriser l'utilisation de la cogénération par rapport à l'appoint mais ne pas surdimensionner ; en pratique, la sélection du circulateur dans les catalogues des constructeurs relève d'un compromis technique car elle devra aussi se faire sur sa plage de modulation de vitesse afin de permettre la plus grande amplitude possible. Si le circulateur ne module pas assez bas, il y a des risques de sur-débits primaires et des retours chauds pour la cogénération, surtout en mi-saison.
- ➔ Prévoir un circulateur de charge ECS à vitesse variable permet d'améliorer significativement le fonctionnement de la cogénération. Le fonctionnement à vitesse variable lisse les appels de puissance « vus » par la production ce qui favorise la cogénération. Le choix d'un circulateur à vitesse fixe réduite n'est pas une solution idéale : en effet il contribue à lisser les besoins mais une vitesse limitée pourra entraîner un risque de dégradation du confort et sollicite plutôt les chaudières.
- ➔ Privilégier la modulation de puissance du micro-cogénérateur si le rendement du cogénérateur à charge partielle est proche du rendement à pleine charge.
- ➔ Privilégier un « petit » ballon ECS : son dimensionnement ne joue pas un rôle primordial. Il doit avoir une taille minimale suffisante pour lisser les appels de charge mais un volume trop important conduit à un surinvestissement qui n'est pas rentabilisé. Pour aller plus loin que cette conclusion partielle, nous avons constaté en manipulant les modèles que le choix de la production d'eau chaude sanitaire (instantanée, semi-accumulée, accumulée) impacte le fonctionnement de l'installation. Pourtant, on trouve dans la littérature à destination des concepteurs (ICEDD, 2014) (COSTIC, 2014) très peu de recommandations relatives à la production ECS. Nous pourrions approfondir l'étude pour donner des recommandations spécifiques à l'ECS en logement collectif.

1.3 Identification du dimensionnement optimal du cogénérateur

L'objet de cette seconde partie de l'étude est de faire varier la puissance nominale du cogénérateur installé dans l'immeuble considéré pour identifier la puissance optimale selon des indicateurs techniques, économiques, énergétiques et environnementaux. Pour cela, on utilise le modèle générique de cogénération MCI développé au chapitre 4 pour des puissances nominales comprises entre 5 et 35 kW_{el}, la puissance thermique nominale varie entre 14 et 70 kW_{th}. On note que le ratio E/C des appareils dépend de leur puissance nominale (cf. chapitre 4). Tous les MCI modulent entre 50 et 100 % de leur puissance électrique nominale. On a montré dans le chapitre 2 avec un outil simplifié qu'un optimum de puissance nominale pouvait exister pour le coût global de l'installation (investissement, maintenance et fourniture/revente d'énergie).

Pour chaque puissance comparée, on fait varier le volume du stockage thermique tampon entre 1000 et 4000 L. Cela permet d'identifier l'impact du volume de stockage selon la puissance installée et en particulier de comparer les résultats obtenus avec les conclusions de l'approche simplifiée.

On compare systématiquement les résultats avec la valeur de référence calculée pour le même immeuble dépourvu de micro-cogénération. Il est équipé des mêmes chaudières à condensation et d'un stockage d'eau chaude sanitaire de 1000 L dont la pompe de charge fonctionne en ON/OFF.

1.3.1 Lien entre valorisation économique de l'électricité, fonctionnement estival et puissance installée

Le tarif C16, décrit dans le paragraphe 2.1.3.b du chapitre 2, permet de revendre l'électricité produite par la cogénération auprès d'un acheteur obligé (EDF OA) à des tarifs dépendant de la puissance et de la performance de l'installation, des tarifs des énergies et de la part de l'électricité cogénérée autoconsommée. Ce tarif est décliné en deux options :

- Revente totale : toute l'électricité produite est revendue au tarif C16, en hiver seulement.
- Revente de surplus : l'électricité produite est d'abord autoconsommée et le surplus revendu au tarif C16. L'électricité peut être produite en été mais le surplus est alors valorisé à un tarif beaucoup plus faible que l'hiver (environ 30 €/MWh en été contre 140 €/MWh en hiver). Nous avons choisi de décliner la revente de surplus en deux sous-options qui distinguent le **périmètre d'autoconsommation** :
 - Autoconsommation de la production sur les seuls services généraux de l'immeuble (aussi appelées parties communes), contractuellement c'est l'option la plus simple jusqu'à aujourd'hui.
 - Autoconsommation collective de la production sur l'ensemble des consommations de l'immeuble : services généraux et appartements. Cette option est expérimentée sur quelques installations solaires photovoltaïques collectives depuis 2016.

Le choix du tarif de rachat se téléscopie avec le choix du fonctionnement estival de la micro-cogénération. En effet, il est courant d'arrêter la cogénération en-dehors de la période hivernale (au sens contractuel, du 31/03 au 1/11), l'appoint prenant alors seul le relais. Sinon, on peut faire

fonctionner le cogénérateur « l'été » pour couvrir, par exemple, les besoins d'eau chaude sanitaire. Les coûts de fonctionnement supplémentaires devront alors être comparés aux conditions de valorisation de l'électricité supplémentaire cogénérée.

Le choix de la période de fonctionnement du micro-cogénérateur (hiver ou toute l'année) dépend de sa puissance électrique installée et des options C16 choisies. Les quantités d'électricité importées/exportées et leurs tarifs respectifs vont déterminer la rentabilité de l'installation. On se propose de comparer trois modes de valorisation du micro-cogénérateur dans la suite du chapitre (présentés Tableau 5.4). Comme on le voit dans le tableau, le cas *autoconsommation services généraux/fonctionnement toute l'année* est éliminé d'office car la production électrique estivale du cogénérateur serait massivement exportée à des conditions économiques défavorables.

Période de fonctionnement	Toute l'année	Hiver seulement
Autoconso. services généraux	-	Hiv/SG (#0)
Autoconso. collective	Eté+Hiv/Collectif (#1)	Hiv/Collectif (#2)

Tableau 5.4 : Modes de valorisation comparés selon la période de fonctionnement et le périmètre d'autoconsommation

On présente ci-après les résultats économiques, les indicateurs saisonniers de fonctionnement et les résultats énergétiques.

1.3.2 Résultats économiques

La Figure 5.21 présente les résultats en coût global de l'étude paramétrique de dimensionnement pour les trois modes de valorisation et de fonctionnement du Tableau 5.4. Elle montre que la solution avec micro-cogénération est moins coûteuse que la solution de référence dans tous les cas.

Premièrement, **la solution de valorisation Eté+Hiv/Collectif (#1) permet d'atteindre le coût global le plus faible de toutes les variantes, et ce avec un moteur de 10 kW_{el}**. Elle est aussi la solution présentant la plus forte variabilité selon la puissance installée. Ceci peut s'expliquer par son fonctionnement estival : il est rentable de fonctionner l'été pour autoconsommer mais l'électricité exportée à ce moment est valorisée à un tarif faible, il ne faut donc pas « surproduire ». Les cogénérateurs trop puissants sont très pénalisés. Pour cette même raison, la puissance optimale du mode Eté+Hiv/Collectif (#1) est plus faible de 5 kW_{el} que pour les modes limités à un fonctionnement hivernal (#0 et #2).

Deuxièmement, on observe que l'autoconsommation collective améliore sensiblement le bilan économique de l'installation car les optimums des modes Eté+Hiv/Collectif et Hiv/Collectif (#1 et #2) sont tous les deux moins chers que le mode Hiv/SG (#0). En effet, le taux d'autoconsommation est plus élevé quand le périmètre d'autoconsommation est élargi aux logements. Or comme le tarif d'achat d'électricité (tarif Bleu 6 kVA) est plus élevé que le tarif de revente C16 (en particulier dans le futur¹), il est préférable d'autoconsommer un maximum la production.

¹ Les scénarios d'évolution des prix choisis impliquent une hausse de 51 % des prix de l'électricité en 15 ans et de 23 % du tarif C16

Troisièmement, **le choix optimal de ballon tampon est le plus grand testé** (4000 L), il est possible qu'au-delà, les coûts diminuent encore mais l'espace occupé dans la chaufferie peut devenir le facteur limitant. De plus, on observe surtout un gain élevé entre les paliers 1000 et 2000 L puis les différences s'amenuisent. Finalement, le surcoût d'investissement du ballon est donc justifié par les économies réalisées sur 15 ans (sans compter les bénéfices pour la durée de vie de la cogénération par la limitation des courts-cycles qui sont difficilement quantifiables).

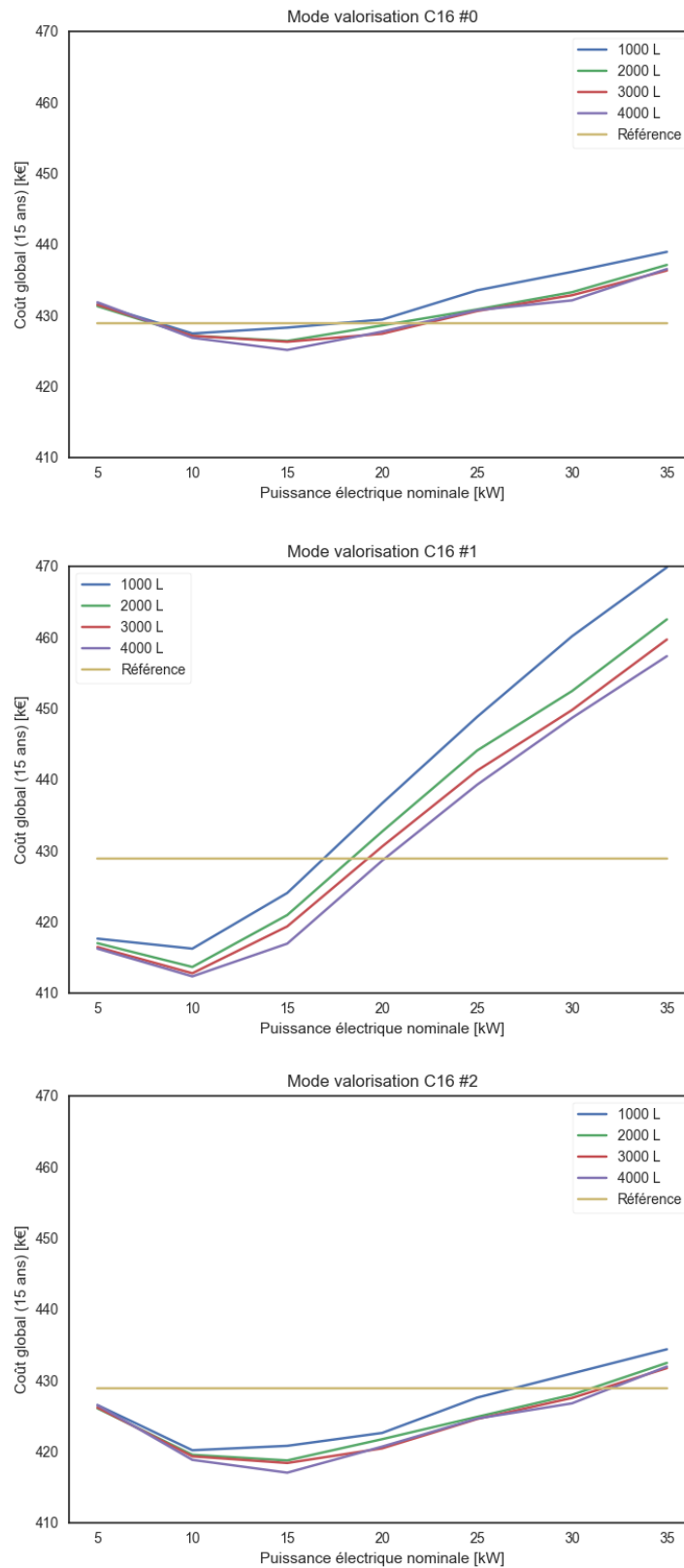


Figure 5.21 : Coût global de l'installation selon la puissance nominale de la micro-cogénération MCI et le volume de stockage tampon installés pour les trois modes de valorisation étudiés

On calcule le temps de retour sur investissement comme l'année i à partir de laquelle l'équation 5.2 est satisfaite :

$$CG_i^{référence} > CG_i^{avec\ cogénération} \quad (5.2)$$

Ce temps est calculé pour les différentes puissances nominales et différents volumes de stockage, la Figure 5.22 présente les résultats obtenus pour le mode Été+Hiv/Collectif (#1) qui est le moins coûteux des trois. Le meilleur temps de retour sur investissement est obtenu pour les micro-cogénérations les moins puissantes et pour les ballons les plus gros. On constate que la MCI de 5 kW_{el} est celle rentable le plus rapidement en raison de son coût d'investissement plus faible bien qu'elle mène à un coût global à 15 ans plus élevé que la MCI de 10 kW_{el}. Les MCI au-delà de 20 kW_{el} ne sont pas rentables sur la période d'investissement considérée.

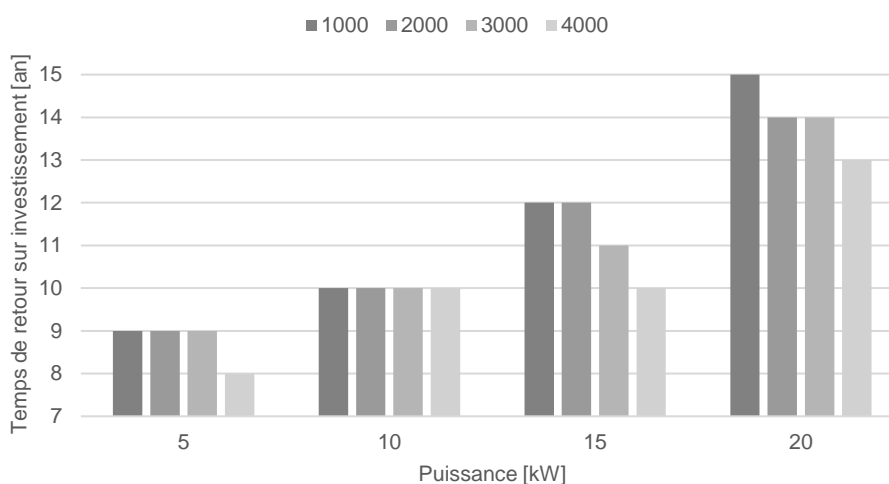


Figure 5.22 : Temps de retour sur investissement avec une cogénération par rapport à la solution de référence dans le cas E+H/Collectif (#1)

1.3.3 Indicateurs techniques saisonniers

Les indicateurs techniques saisonniers évaluent la « qualité » de l'intégration de la cogénération, ils informent si celle-ci fonctionne dans de bonnes conditions. Ce sont des indicateurs qu'il n'est pas possible d'évaluer avec l'outil simplifié.

- Rendement saisonnier

Le rendement électrique nominal des moteurs à combustion interne augmente avec la puissance électrique nominale comme expliqué dans les chapitres précédents, le rendement thermique nominal est lui décroissant. En revanche, en fonction des conditions de fonctionnement, le rendement saisonnier atteint peut être plus ou moins éloigné de la valeur nominale selon les conditions de fonctionnement (température de retour, taux de charge).

La plateforme de modélisation permet de simuler l'évolution du rendement saisonnier et en particulier de comparer l'écart avec le rendement nominal. La Figure 5.23 illustre la variation des rendements électriques et thermiques saisonniers de la micro-cogénération selon la puissance nominale électrique et le volume du ballon installés. Le rendement électrique est insensible au volume du stockage et varie uniquement selon la puissance électrique nominale à des valeurs très

proches de la valeur théorique. En revanche **le rendement thermique est fortement influencé par le volume du ballon** (entre 2 et 6 points de rendement selon la puissance installée).

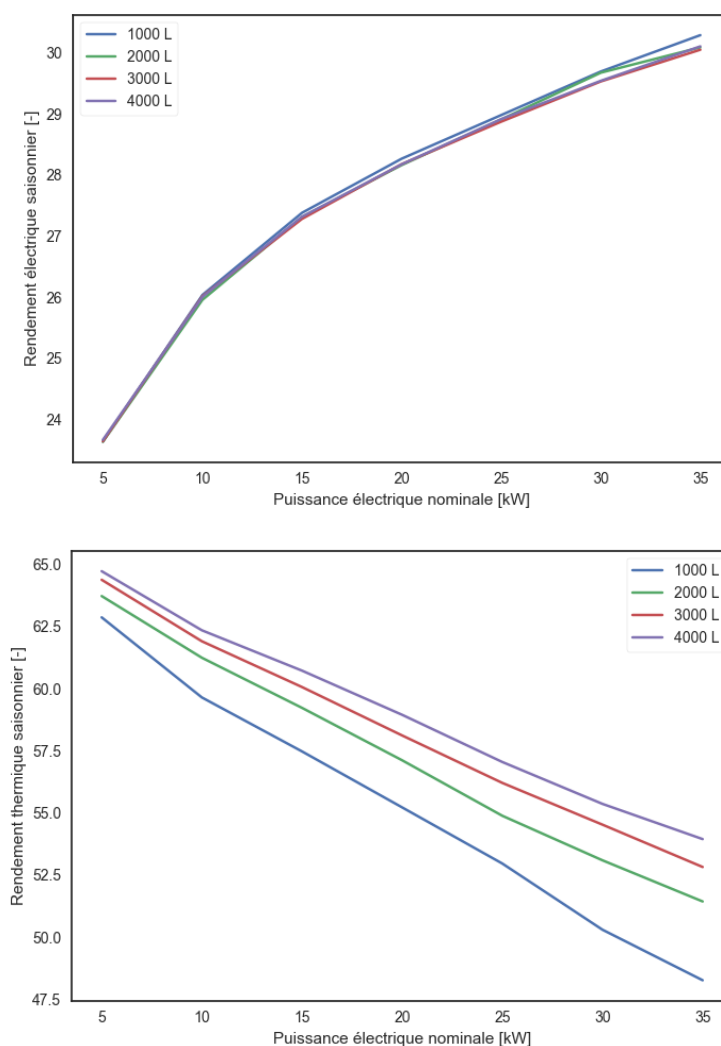


Figure 5.23 : Rendements (PCS) électrique (haut) et thermique (bas) de la cogénération selon la puissance électrique nominale et le volume du ballon installés

En ramenant le rendement thermique saisonnier au rendement thermique nominal de la micro-cogénération (Figure 5.24), on observe que la perte relative de rendement thermique peut atteindre 20 % dans le cas d'un faible volume de stockage thermique et d'une puissance nominale élevée. Le ballon apporte une amélioration de rendement plus significative lorsque la puissance nominale est élevée (fort contraste horizontal). Cela peut s'expliquer par deux raisons :

- 1) Un grand ballon diminue le phénomène de **cyclage** qui augmente avec la puissance installée (et dégrade le rendement saisonnier, surtout thermique) ; à l'inverse les petites cogénérations sont sous-dimensionnées et produisent presque en continu quel que soit le volume du ballon.
- 2) Un grand ballon présente une **stratification** plus importante qui permet des retours d'eau plus froids et un rendement thermique accru.

Dans tous les cas le rendement thermique nominal (donné pour une température de retour d'eau de 40 °C, à pleine charge) n'est jamais atteint en raison notamment des températures de fonctionnement de l'installation (80/60 °C à la température extérieure de base).

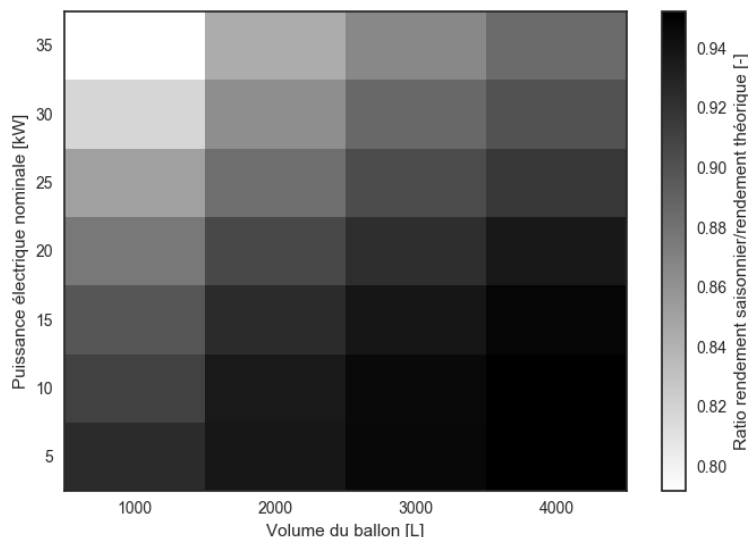


Figure 5.24 : Ratio rendement thermique saisonnier/rendement thermique nominal selon la puissance électrique nominale et le volume du ballon installés

- Temps de fonctionnement et durée moyenne d'un cycle

Le fonctionnement fréquentiel de la micro-cogénération est caractérisé par la durée annuelle de fonctionnement et le nombre de cycles ON/OFF réalisés. Généralement, les constructeurs de micro-cogénération indiquent que les cycles de moins d'une heure doivent être évités pour assurer la durée de vie du matériel mais on ne dispose pas d'une limite précise.

La durée annuelle de fonctionnement (Figure 5.25) ne dépend pas (ou très peu) du volume du ballon tampon mais essentiellement de la puissance nominale installée et donc du *dimensionnement thermique* de la cogénération (i.e. le ratio entre la puissance thermique de la cogénération et le besoin thermique annuel du bâtiment comme défini au chapitre 2).

Le ballon joue cependant un rôle majeur dans le cyclage de l'installation (Figure 5.26). Bien que l'écart absolu entre le plus petit ballon et le plus grand augmente avec la puissance installée, le nombre de cycles est divisé par trois pour un moteur de 5 kW_{el} et seulement par deux pour un moteur de 35 kW_{el}.

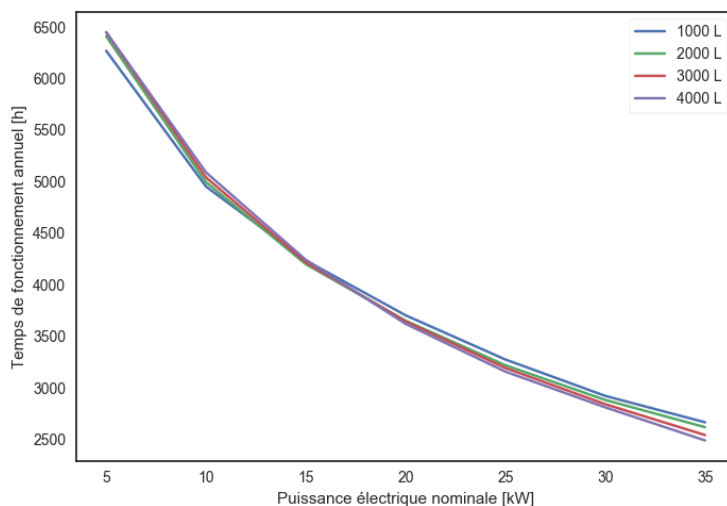


Figure 5.25 : Temps de fonctionnement annuel de la micro-cogénération selon la puissance électrique nominale et le volume du ballon installés

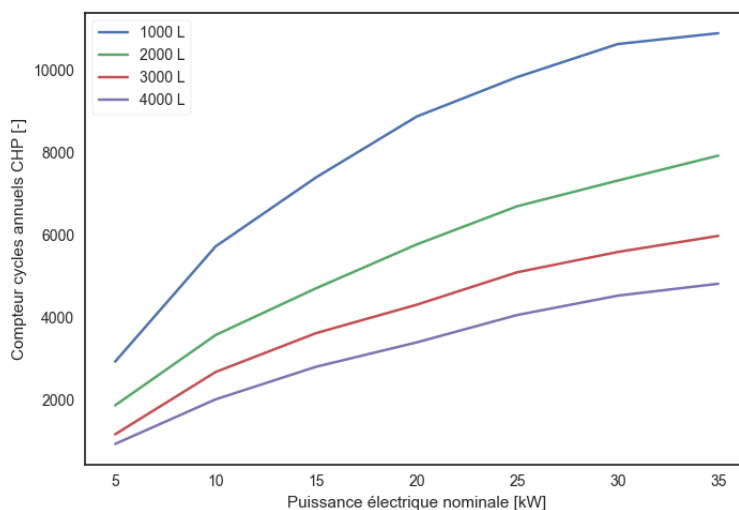


Figure 5.26 : Nombre annuel de cycles de fonctionnement de la micro-cogénération selon la puissance électrique nominale et le volume du ballon installés

La durée moyenne d'un cycle de fonctionnement (Figure 5.27) est le rapport des deux graphiques précédents. On remarque qu'au-delà de 25 kW_{el} il n'est pas possible de satisfaire le critère d'une heure de fonctionnement par cycle même avec le plus grand ballon. Pour la puissance optimale en coût global de 10 kW_{el} identifiée au 1.3.2, il faut au minimum un ballon de 2000 L pour satisfaire cette contrainte, le ballon de 4000 L permettant d'atteindre près de 3 h/cycle.

En conclusion : pour les fortes puissances, le ballon tampon ne permet pas de remédier à un trop grand nombre de cycle. Par contre, il permet de satisfaire le critère de durée de vie du matériel pour les petites puissances en plus d'améliorer les performances saisonnières.

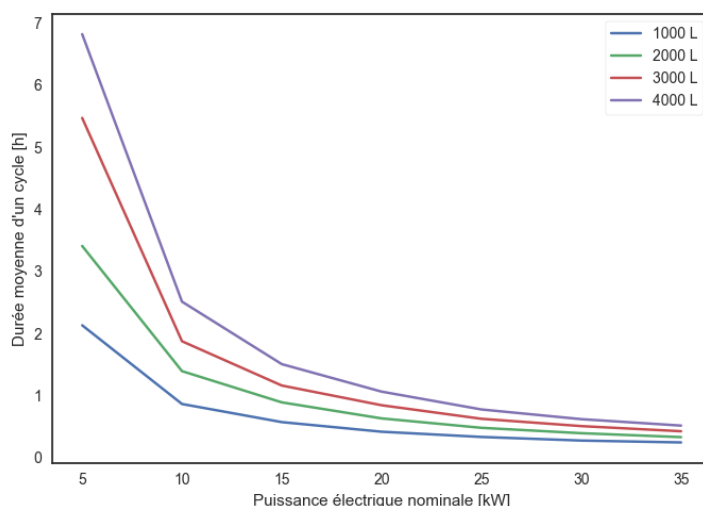


Figure 5.27 : Durée moyenne d'un cycle de fonctionnement de la micro-cogénération sur une année selon la puissance électrique nominale et le volume du ballon installés

1.3.4 Résultats énergétiques

Cette section présente les résultats énergétiques de l'installation de micro-cogénération, on s'intéresse particulièrement aux productions thermique et électrique et aux gains d'énergie primaire.

- Gains en énergie primaire

Les gains en énergie primaire (Figure 5.28) par la cogénération dépendent au premier ordre de la puissance installée et convergent vers une limite qui dépend de la technologie et des besoins du bâtiment (cf. chapitre 2). Le volume de stockage améliore le bilan énergétique, l'écart est particulièrement marqué entre 1000 L et 2000 L.

On note que, par rapport à l'outil simplifié du chapitre 2, les ordres de grandeur des gains en énergie primaire sont proches. L'écart entre les deux outils augmente avec la puissance nominale installée (jusqu'à 5 % de plus pour l'outil simplifié à 35 kW). Cela s'explique principalement par la dégradation du rendement thermique calculée par la simulation détaillée comme expliqué plus haut.

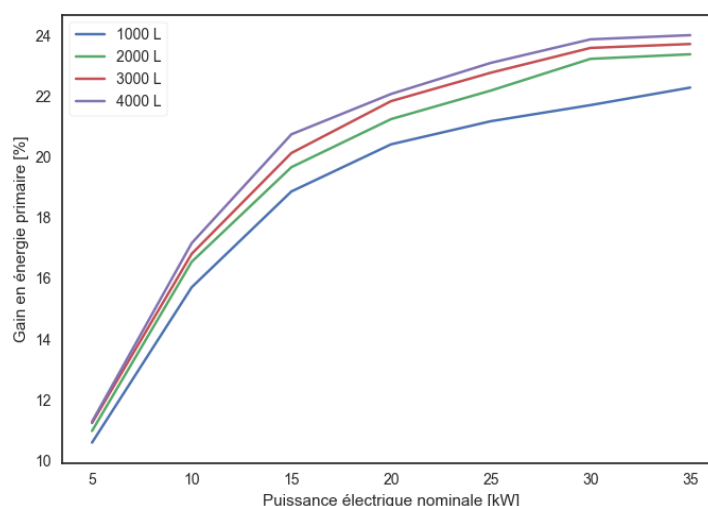


Figure 5.28 : Gain en énergie primaire par rapport à la solution de référence selon la puissance électrique nominale et le volume du ballon installés

- Taux de couverture thermique

Le taux de couverture thermique est l'un des indicateurs qui dépend le plus de la « qualité » de l'intégration de la micro-cogénération et du stockage thermique. On observe une limite entre 90 % et 95 % à partir de 20 kW_{el} (Figure 5.29).

Contrairement à l'outil simplifié, le taux de couverture thermique ne converge pas vers 100 % en raison des « **imperfections** » de la **régulation**. Il s'agit par exemple d'**arrêts de sécurité** de la cogénération lorsque la température de retour dépasse 70 °C et d'**appels de puissance thermique élevés** lors de la relance matinale qui ne sont pas totalement couverts par le stockage et obligent l'appoint à se lancer. On note que les valeurs de couverture thermique sont de manière générale plus faible (jusqu'à 10 %) que dans l'outil simplifié en raison de la prise en compte de la régulation.

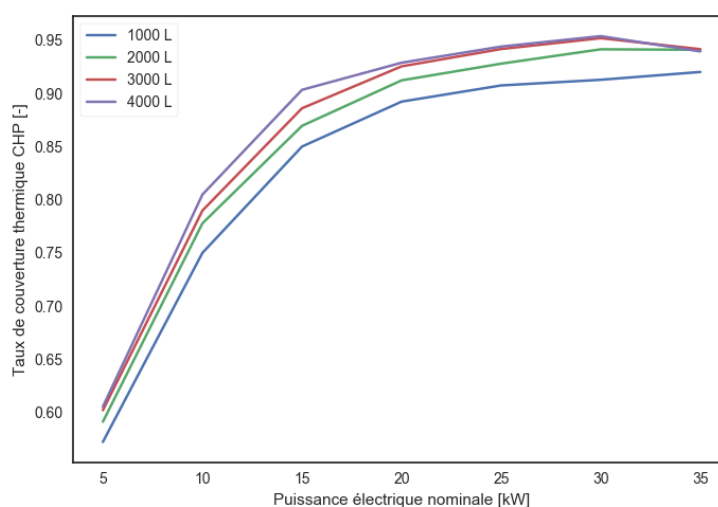


Figure 5.29 : Taux de couverture thermique de la cogénération selon la puissance électrique nominale et le volume du ballon installés

- Autoconsommation, autoproduction et couverture électrique

Ces deux indicateurs électriques permettent de qualifier les échanges d'électricité avec le réseau. Les résultats pour le mode de valorisation en autoconsommation collective et fonctionnement toute l'année Eté+Hiv/Collectif (#1) sont présentés (Figure 5.30). L'autoconsommation diminue avec l'augmentation de la puissance nominale car l'électricité est exportée lorsqu'une cogénération plus puissante est installée. En revanche, l'autoproduction atteint un maximum pour 10 kW_{el}, ce qui correspond aussi à l'optimal économique (pour le cas #1), comme nous l'avions déjà noté dans l'outil simplifié. Le taux d'autoproduction augmente légèrement avec le volume du ballon en raison de la hausse de production électrique qui se traduit par une hausse de la couverture électrique.

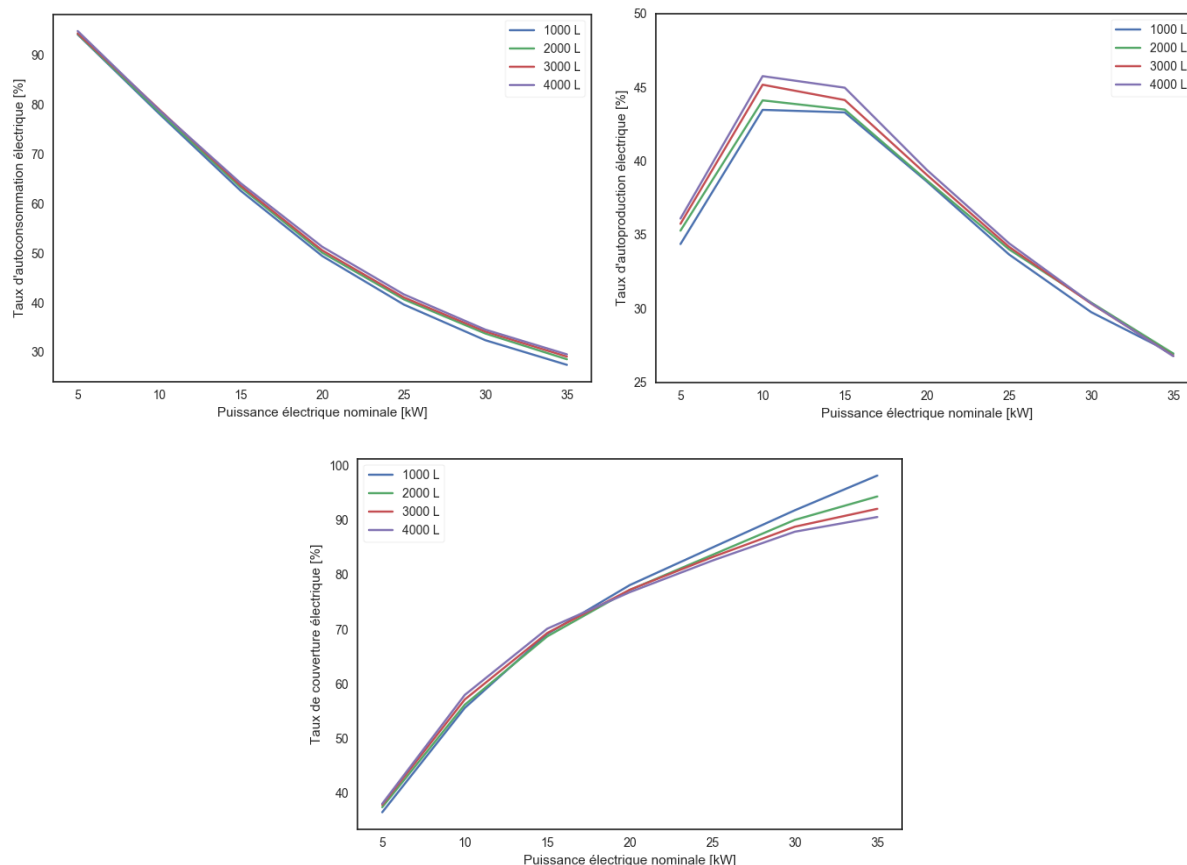


Figure 5.30 : Taux d'autoconsommation (gauche), d'autoproduction (droite) et de couverture (bas) électriques selon la puissance électrique nominale et le volume du ballon installés

- Impact de la cogénération sur le réseau électrique

A l'échelle annuelle, on cherche à maximiser la production électrique les jours plus froids de l'année puisqu'il s'agit aussi de la pointe de consommation nationale, comme montré par (Bouvenot, 2015). On peut donc tracer le gradient thermique de production électrique de la cogénération, ou signature énergétique, en miroir du gradient de consommation électrique nationale causé principalement par le chauffage électrique.

Cette signature est tracée (Figure 5.31) pour cinq machines (5, 10, 15, 25 et 35 kW_{el}) pour un fonctionnement du micro-cogénérateur toute l'année. Chaque point représente la production électrique totale durant une journée. On peut analyser la signature de la manière suivante :

- Quelle que soit la puissance installée, il existe une base de production électrique comprise entre 50 et 100 kWh pour les températures supérieures à 15 °C qui correspond à la demande d'eau chaude sanitaire. La puissance de la cogénération n'a pas beaucoup d'influence puisque même une cogénération de 5 kW_{el} (14 kW_{th}) peut couvrir les besoins ECS à l'aide des ballons de stockage.
- La production électrique augmente quasi-linéairement avec la température extérieure, de façon comparable au profil de consommation électrique national.
- Dans le cas des micro-cogénérateurs de petite puissance, la production électrique plafonne (lignes horizontales) en hiver, cela signifie qu'elles opèrent à pleine puissance **en base**.
- La production journalière des cogénérations de 15, 25 et 35 kW_{el} sont quasi-identiques, la puissance supplémentaire est donc inutile car la production est limitée par le besoin thermique (ECS + chauffage) du bâtiment.
- La zone grise en pointillés correspond à des journées très froides pour lesquelles la cogénération n'a pas fonctionné en continu. Ces journées s'expliquent par les phénomènes illustrés sur la Figure 5.32, analysée ci-après.

Les causes des arrêts de la cogénération lors des jours froids sont représentées par les flèches noires et numérotées :

- (1) La température de retour d'eau est ponctuellement trop élevée (> 70 °C) forçant parfois la mise en sécurité de la machine malgré une demande de marche. Ces températures de retour élevées interviennent lorsqu'il fait froid (loi d'eau élevée), en cas de déséquilibre hydraulique primaire/secondaire causé par le démarrage des chaudières par exemple, et lorsque le ballon est « chargé ». Il arrive alors que la température basse du ballon tampon dépasse ce seuil.
- (2) Le ballon est chargé (à sa température maximale) donc la cogénération doit s'arrêter mais la pompe de décharge n'est pas activée car la température demandée par la loi d'eau est plus élevée pour le ballon tampon : typiquement lors de la relance matinale les jours très froids. Dans ce cas les chaudières prennent le relais.

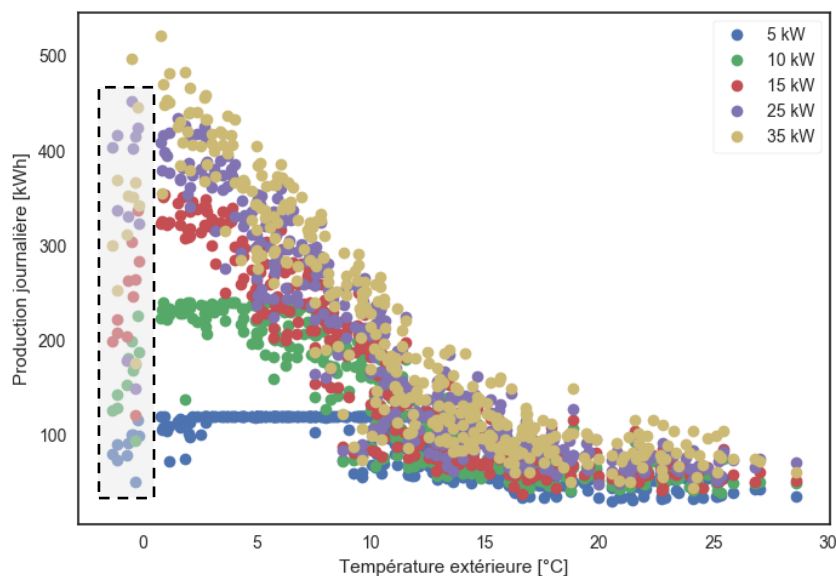


Figure 5.31 : Gradient thermique de production électrique des micro-cogénérations selon la puissance électrique nominale installée

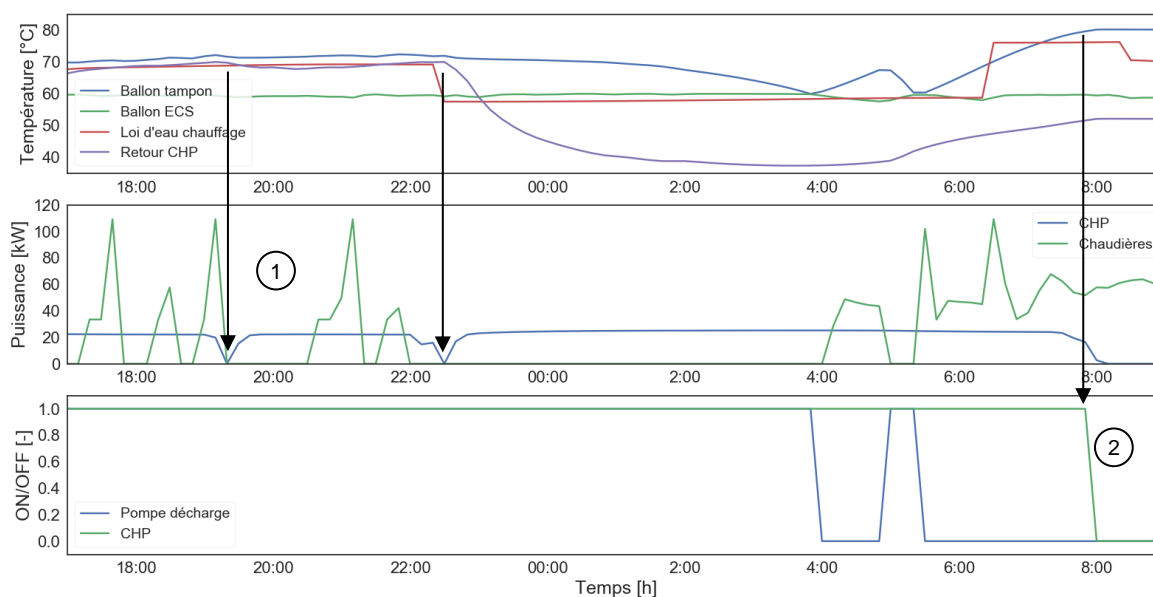


Figure 5.32 : Illustration des causes d'arrêts de la cogénération : chroniques de fonctionnement la nuit du 19 au 20 janvier

La Figure 5.33 illustre les résultats obtenus en abaissant de 10 °C la température maximale de loi d'eau (toute chose égale par ailleurs) pour un micro-cogénérateur de 10 kW_{el}. Les radiateurs étant assez surdimensionnés, le confort est maintenu (température intérieure moyenne hivernale identique) et on constate bien la disparition des baisses de production à température extérieure extrême. Les baisses de production les jours froids sont donc uniquement dues à un mauvais réglage de l'installation.

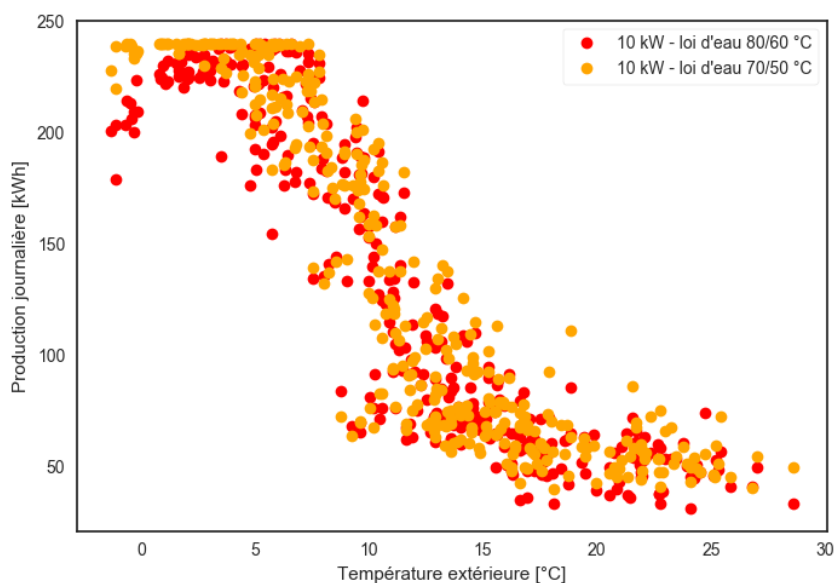


Figure 5.33 : Gradient thermique de production électrique des micro-cogénérations pour une puissance nominale de 10 kW_{el} et loi d'eau 70/50 °C ou 80/60 °C à température extérieure de base

En conclusion, l'intégration d'un micro-cogénérateur devra se faire si possible en optimisant la loi d'eau, c'est-à-dire en l'abaissant autant que possible à confort égal, non seulement pour améliorer le rendement saisonnier mais aussi pour éviter des arrêts courts inopinés de la cogénération dans les périodes froides. Dans les immeubles anciens, cela consiste à exploiter le surdimensionnement des émetteurs (très courant). Dans les immeubles neufs, les températures pratiquées sont déjà adaptées et n'entraîneront pas ce type de problème.

1.4 Conclusions de l'étude de cas immeuble de logement et MCI

Cette étude de cas nous a permis de mettre en valeur plusieurs résultats clés parmi lesquels :

Du point de vue de la conception :

- La conception de l'installation doit respecter quelques règles de bonnes pratiques concernant le pilotage des systèmes (circulateurs, cogénérateur) et leur dimensionnement (ballons) pour maximiser les performances d'une cogénération de puissance donnée.
- L'optimum économique dépend du type de contrat et du mode de fonctionnement annuel. Dans l'étude de cas (immeuble collectif de 91 kW nominal thermique), il se situe à 10 ou 15 kW_{el}, soit une puissance thermique comprise entre 25 kW et 35 kW. Cela correspond à **une puissance inférieure au tiers du besoin maximal (en puissance) mais permet de couvrir plus de 80 % des besoins thermiques (en énergie) du bâtiment.**

Du point de vue méthodologique :

- Nous avons montré que la simulation dynamique thermo-hydraulique de la chaîne production-distribution-émission et une représentation fine de la régulation des systèmes apporte un éclairage différent sur certaines problématiques :
 - D'une part, la précision de l'évaluation des performances saisonnières et de la rentabilité est améliorée : elle tient compte de la dynamique et des dégradations de performances selon les conditions de fonctionnement. Ainsi, les rendements

saisonniers et productions d'énergie calculés par la SED sont dans certains cas inférieurs à une simulation quasi-statique à rendement constant. Par exemple : la production électrique d'un MCI de 10 kW_{el} atteint seulement 47 MWh contre 55 MWh pour le même rendement électrique nominal et les mêmes besoins thermiques. Cela s'explique par un taux de couverture thermique plus faible d'environ 10 % dans la SED. Cet écart est dû à de multiples simplifications propres à la simulation horaire quasi-statique comme une régulation idéalisée, des appels de puissance lissés par le pas de temps horaire notamment lors des relances ou de puisages ECS....

- D'autre part, **elle facilite la mise au point d'installations performantes**. Ainsi l'étude met en lumière les **mauvais réglages** (loi d'eau par exemple) ou **défauts de conception** hydraulique qui pourraient nuire à la sécurité et aux performances saisonnières du matériel. La plateforme permet notamment de calculer des indicateurs techniques (non énergétiques ou économiques) qui décrivent la « qualité » de l'intégration : nombre de cycles et temps de fonctionnement annuels...
- La plateforme de modélisation permet d'explorer à la fois les différentes solutions de valorisation économique de l'électricité, de dimensionnement et d'intégration technique du micro-cogénérateur dans le bâtiment.

En perspectives, dans le contexte du développement de la production décentralisée dans le système de distribution électrique, on peut concevoir l'installation de micro-cogénération comme s'inscrivant dans un système dont le périmètre est plus large que le bâtiment où elle est installée. Les perspectives d'utilisation de la plateforme de modélisation sont doubles :

- D'abord sur le dimensionnement de la puissance nominale : l'optimum économique de dimensionnement que nous avons identifié pour le propriétaire de la cogénération (10 kW_{el}) conduit à une saturation de la production électrique journalière à partir d'une température extérieure de 5 °C environ. La linéarité du gradient thermique de production électrique (Figure 5.31) est atteinte à partir d'une puissance installée de 15 kW_{el}, supérieure à l'optimum économique. Afin d'apporter un soutien au réseau et de décarboner les pointes de consommation électriques nationales par la micro-cogénération, il semblerait souhaitable de construire un système d'aide publique pour la micro-cogénération contribuant à légèrement augmenter la puissance installée. Cela pourrait être réalisé à l'aide, par exemple, d'une prime à la capacité. Le niveau actuel du marché des garanties de capacité, prévu par la loi NOME, est trop faible et seulement appliqué aux installations de grande puissance pour environ 10 000 €/MW (SPOT, 2016).
- Nous avons présenté dans le chapitre 1 des systèmes favorisant l'utilisation des micro-cogénérateurs à certaines périodes (*via* les Virtual Power Plant ou bien *via* des tarifs électriques variables par exemple). Nous avons vu (Kelly, et al., 2008) que la réponse du cogénérateur à ces sollicitations extérieures au bâtiment dépend de sa disponibilité et des besoins du bâtiment. La plateforme de modélisation permettrait d'évaluer finement la disponibilité attendue du cogénérateur selon son dimensionnement et son intégration.

2 Intégration hydraulique et régulation des micro-cogénérateurs

2.1 Cas d'étude : écogénérateur Stirling en maison individuelle

2.1.1 Contexte

Après une première étude de cas qui nous a permis de mettre en lumière les enjeux techniques, énergétiques, environnementaux et économiques du dimensionnement de la micro-cogénération, la deuxième étude de cas de ce chapitre traite de son intégration hydraulique et son impact sur les performances.

2.1.2 Problématique et périmètre

Cette étude doit permettre de répondre aux questions suivantes pour une micro-cogénération à moteur Stirling en maison individuelle :

- quelle configuration hydraulique est recommandée ?
- quels éléments de dimensionnement et de réglage sont importants pour chaque configuration ?

Pour y répondre, une analyse de sensibilité des paramètres clés de l'assemblage cogénérateur - systèmes CVC – régulation - enveloppe est réalisée afin de déterminer la sensibilité des résultats aux hypothèses et réglages de l'installation. Ensuite, une étude paramétrique est menée pour identifier l'intégration optimale de la micro-cogénération Stirling selon des paramètres liés à l'âge du bâtiment (charge thermique) et à son occupation (profils d'eau chaude sanitaire et d'électricité consommée).

Parmi les questions traitées dans l'analyse de sensibilité, on citera :

- peut-on améliorer la gestion de l'appoint pour minimiser son utilisation et favoriser celle du moteur ?
- dans quelle mesure le volume de stockage influence-t-il les cycles de fonctionnement et les performances du moteur ?
- comment influence-t-on la production électrique en modifiant le profil de consigne de température dans le bâtiment (ralentis de nuit/de jour) ?

L'étude paramétrique portera sur :

- trois niveaux de consommation thermique du bâtiment, caractéristiques des années de construction,
- deux profils types de consommateur pour leur usage d'eau chaude sanitaire et d'électricité ainsi que leur scénario d'occupation (« économe » et « consommateur »)
- les trois configurations hydrauliques identifiées dans la littérature

Une analyse spécifique sera ensuite menée sur l'utilisation d'un stockage électrique pour maximiser l'autoconsommation de l'électricité produite.

2.1.3 Configurations étudiées

Le bâtiment étudié est un pavillon résidentiel de 90 m², doté d'une installation de chauffage par radiateurs dont le régime de température nominal est 60/50 °C.

La production de chaleur et d'eau chaude sanitaire est assurée par un écogénérateur à moteur Stirling fonctionnant au gaz naturel : cet équipement intègre dans un même package un moteur Stirling délivrant environ 900 W électrique (W_{el}) et 5,5 kW thermique (kW_{th}) ainsi qu'une chaudière à condensation dont la puissance est modulable entre 3 et 20 kW_{th} .

Les trois configurations étudiées sont basées sur les schémas hydrauliques proposés par les constructeurs De Dietrich et Viessmann. Leur différence principale réside dans le type de ballon de stockage utilisé, selon qu'il assure l'interface avec le réseau chauffage et/ou la production d'eau chaude sanitaire.

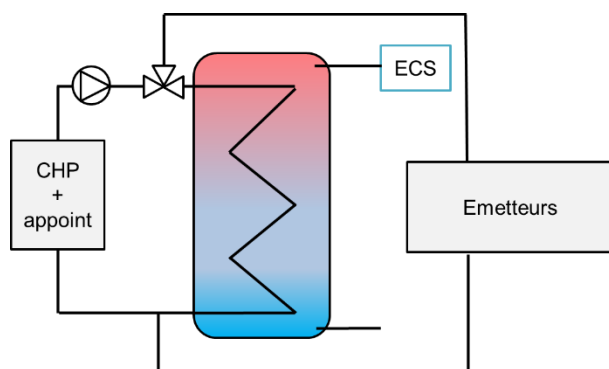


Figure 5.34 : Schéma de la configuration C1

Configuration C1 (Programme RAGE, 2015)

Ballon de stockage pour l'ECS. Montage direct des radiateurs. Loi d'eau possible.

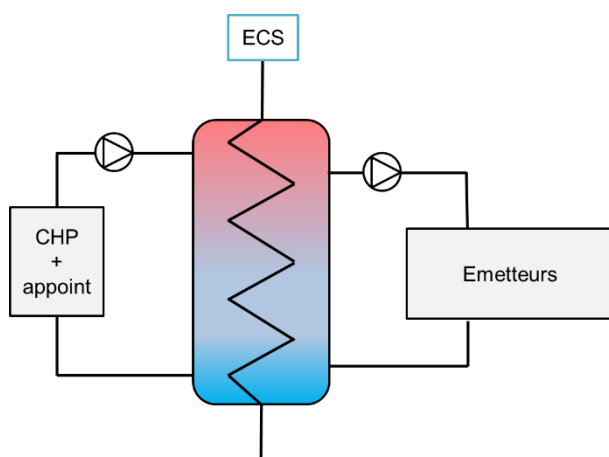
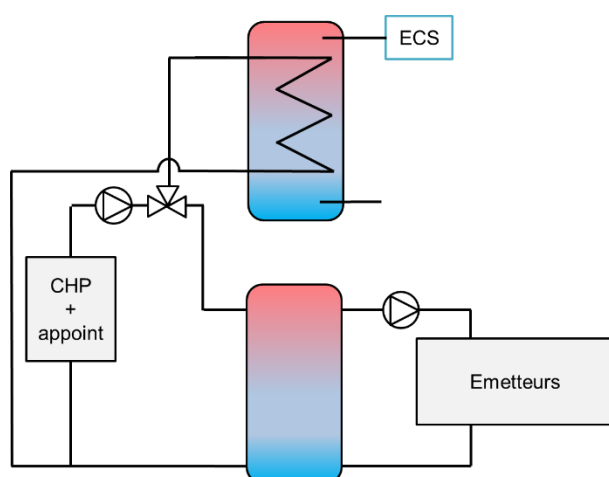


Figure 5.35 : Schéma de la configuration C2

Configuration C2 (Programme RAGE, 2015) (Viessmann, 2012)

Ballon de stockage combiné pour l'ECS et le chauffage. ECS produite en instantanée par un échangeur serpentin au sein du ballon. Loi d'eau possible en partie basse du ballon.



Configuration C3 (Viessmann, 2012)

Deux ballons de stockage distincts : un pour l'ECS et un autre pour le chauffage. Loi d'eau possible pour le chauffage.

Figure 5.36 : Schéma de la configuration C3

2.1.4 Bâtiments étudiés

Le comportement de l'écogénérateur est étudié pour différents niveaux de besoins thermiques, par commodité, on considère trois niveaux de besoins correspondant à trois réglementations thermiques (1988, 2005, 2012). Une description des principales caractéristiques des bâtiments est donnée dans le Tableau 5.5

Niveau de besoins	Haut (RT 1988)	Moyen (RT 2005)	Bas (RT 2012)
Surface [m ²]	90 (+ grenier et sous-sol non chauffés)		
Besoin de chauffage annuel [kWh.m ⁻²]	172	75	35
Type de fenêtre	Simple vitrage	Double vitrage	Triple vitrage
Puissance thermique max. à -7 °C [W]	7000	3700	2700
Ventilation + infiltration [m ³ .h ⁻¹]	Simple flux 150	Simple flux 100	Double flux 100

Tableau 5.5. La géométrie du pavillon utilisée est celle du pavillon P1 au CRIGEN.

Niveau de besoins	Haut (RT 1988)	Moyen (RT 2005)	Bas (RT 2012)
Surface [m ²]	90 (+ grenier et sous-sol non chauffés)		
Besoin de chauffage annuel [kWh.m ⁻²]	172	75	35
Type de fenêtre	Simple vitrage	Double vitrage	Triple vitrage
Puissance thermique max. à -7 °C [W]	7000	3700	2700
Ventilation + infiltration [m ³ .h ⁻¹]	Simple flux 150	Simple flux 100	Double flux 100

Tableau 5.5 : Caractéristiques thermiques des trois bâtiments étudiés

2.2 Hypothèses de modélisation

2.2.1 Bâtiment

Le bâtiment est modélisé à l'aide du modèle R₆C₂. Les paramètres du modèle sont calibrés selon une méthode identique à la première étude de cas, trois variables sont calibrées : température

intérieure, puissance de chauffage et écart relatif en énergie sur une période d'une semaine hivernale. La calibration est validée sur une seconde semaine distincte consécutive.

Les paramètres ainsi obtenus permettent de reproduire des comportements thermiques caractéristiques de logements individuels représentatifs des réglementations thermiques des années 1988, 2005 ou 2012. Le Tableau 5.6 indique les valeurs des principaux paramètres calibrés en fonction de l'année de la réglementation.

Paramètres calibrés	RT 1988	RT 2005	RT 2012
Coefficient de transmission thermique vitrage [$W.m^{-2}.K^{-1}$]	2,28	2,04	1,23
Coefficient transmission thermique isolant [$W.m^{-2}.K^{-1}$]	0,82	0,28	0,13
Conductance thermique de la ventilation [W/K]	50	33,3	16,7
Facteur solaire du vitrage [-]	0,58	0,78	0,55

Tableau 5.6 : Tableau récapitulatif des valeurs des principaux paramètres du modèle RC

2.2.2 Equipements CVC

Les équipements suivants sont modélisés à l'aide de la plateforme présentée au chapitre 4.

a) Modèle de micro-cogénérateur

Le modèle de cogénération utilisé est celui d'un moteur Stirling de 0,9 kW_{el} et 5,5 kW_{th}, développé et validé par (Andlauer, 2011) puis (Bouvenot, et al., 2014). Ce modèle a fait l'objet d'une présentation au chapitre 3 et d'une validation dans le chapitre 4 en comparaison avec des field-tests de moteurs Stirling installés en France.

b) Modèle d'appoint ou de chaudière à condensation

Le modèle d'appoint équipant la micro-cogénération (et pour les chaudières équipant la configuration de référence) est une version modifiée de *BoilerPolynomial* de la librairie Buildings (Bonabe de Rougé, 2014). Il prend en compte les performances selon les conditions de température de retour et de puissance gaz ainsi que les pertes liées aux instationnarités d'une chaudière (arrêts, pertes par balayage, post-ventilation). Les performances obtenues sont typiques d'une chaudière à condensation récente. Dans l'écogénérateur étudié, **l'appoint est en série du micro-cogénérateur.**

c) Modèle de ballon de stockage d'eau

Les caractéristiques géométriques (hauteur, diamètre, volume, connections hydrauliques) et thermiques (échangeur) des ballons sont reproduites selon les notices constructeurs Viessmann pour différents modèles de la gamme Vitocell. Afin d'évaluer les ballons sur une base comparable, l'épaisseur d'isolant recouvrant la surface extérieure des ballons est toujours de 10 cm.

d) Distribution et émission

Le réseau de radiateur est représenté par un radiateur unique discrétisé en 5 éléments. La puissance du radiateur est dimensionnée pour un régime 60/50 °C et le débit nominal ainsi que la puissance nominale sont ajustés pour chacun des niveaux de performance thermique du bâtiment. Bien que le régime de température diffère généralement avec l'âge du bâtiment, l'intérêt de n'utiliser qu'un seul régime de température d'eau pour tous les bâtiments est d'étudier l'effet du besoin thermique sur les performances indépendamment du régime d'eau. Les puissances pour chaque niveau de besoin thermique sont données dans le Tableau 5.7.

Réglementation thermique	RT 1988	RT 2005	RT 2012
Puissance nominale [kW]	10	5	3,5

Tableau 5.7 : Puissances thermiques nominales des radiateurs équipant chacun des bâtiments étudiés

e) Régulation et contrôle de la production

Le moteur Stirling fonctionne en tout-ou-rien. L'appoint peut moduler sa puissance gaz de 3,5 à 20 kW selon l'écart entre la consigne et la température mesurée. Tous les deux suivent un cycle avec hystérésis : dans les configurations C2 et C3, le moteur Stirling démarre si le(s) sonde(s) du ballon tampon et/ou ECS descend(ent) sous un certain seuil puis l'appoint s'allume si la température descend encore. L'appoint s'éteint ensuite le premier, suivi du Stirling lorsque le seuil haut de température est atteint. La position des sondes dans le ballon tampon fera l'objet d'une étude de sensibilité. Dans la configuration C1, le Stirling démarre selon le thermostat d'ambiance et la température de départ de l'écogénérateur. Le cycle d'hystérésis décrit précédemment fera l'objet d'une étude. L'allumage de l'appoint est temporisé afin d'éviter au maximum son utilisation lorsque cela est possible à l'aide d'un retard fixé dont la durée pourra être étudiée.

f) Régulation centrale et terminale

Le radiateur équivalent est équipé d'une régulation terminale de type robinet thermostatique. La régulation centrale est confiée à un thermostat d'ambiance programmable d'hystérésis $\pm 0,5$ K autour de la température de consigne. Son rôle est d'autoriser le fonctionnement de l'écogénérateur dans la configuration C1 lorsque la température intérieure est inférieure à la consigne moins l'hystérésis. Dans les configurations C2 et C3, le thermostat d'ambiance lance la pompe chauffage (au secondaire du ballon tampon) qui vient puiser la chaleur dans le stockage d'eau de chauffage.

2.2.3 Scénarios de sollicitation (usages et météorologique)

Les scénarios suivants sont modélisés dans le modèle :

a) Fichier météorologique

Les bâtiments sont situés à Trappes (sud-ouest de l’Ile de France), où la température extérieure de base est de -7 °C . Il s’agit d’un fichier météorologique TC2 de Meteonorm.

b) Consignes de température intérieure

Les consignes de chauffage du bâtiment utilisées sont les suivantes :

- De 6 h à 22 h **et** quand les habitants sont dans le bâtiment, la température est maintenue à 20 °C ,
- dans le cas où il n’y a personne en journée et durant la nuit, la consigne de température est de 16 °C .

c) Scénarios d’occupation

Une sélection de deux profils d’occupation a été réalisée à partir de la plateforme de modélisation (chapitre 4) : profils « consommateur » et « économe ».

d) Consommation électrique

Un récapitulatif des profils obtenus est présenté dans le Tableau 5.8.

Niveau de consommation [kWh/an]	Consommateur	Econome
Consommation d’électricité spécifique	4 478	1 607
Consommation éclairage	556	357
Consommation d’électricité VMC	438	438
Auxiliaires CVC (pompes, écogénérateur, etc.)	Dépend de la simulation (configuration hydraulique, besoins thermiques, ...)	

Tableau 5.8 : Modèle de consommation électrique

e) Consommation d’eau chaude sanitaire (ECS)

Le profil « économe » consomme 89 L/jour d’ECS à 60 °C , tandis que le profil « consommateur » consomme 166 L/jour d’ECS. Selon la température de puisage effective obtenue à chaque instant de la simulation, le débit réel d’eau puisée est ajusté (i.e. à la baisse si la température de puisage est supérieure à 60 °C).

2.2.4 Critères d’analyse

Le fonctionnement idéal de l’installation de chauffage et d’eau chaude sanitaire est le suivant :

- Le système de micro-cogénération + appoint doit assurer à tout moment une température de confort et satisfaire les besoins en ECS avec une température suffisante ; le cogénérateur doit fonctionner en priorité et l’appoint ne fonctionnera que si la production du premier ne couvre pas les besoins demandés.

- Toute l'électricité produite par le cogénérateur est autoconsommée et la quantité d'électricité exportée est minimale.
- Le nombre de cycles de fonctionnement est le plus réduit possible avec des temps de fonctionnement les plus élevés possibles.
- Les rendements thermiques de l'appoint et du cogénérateur ainsi que le rendement électrique de ce dernier sont les plus élevés possibles.
- Les pertes du ballon de stockage sont minimales.
- Les besoins électriques des auxiliaires sont les plus faibles possibles.

Les critères d'analyse des résultats de simulation sont les suivants :

- Température du bâtiment : le maintien de la température de consigne de chauffe du bâtiment est l'exigence prioritaire ; si ce n'est pas le cas, les réglages du cas simulé doivent être revus.
- Température de sortie d'ECS : dans le cas de besoins en ECS, la température de sortie de production doit être maintenue à une température suffisante pour assurer le confort.
- Electricité produite : la quantité d'électricité produite est composée de l'électricité autoconsommée (consommée sur place) et de l'électricité exportée sur le réseau (lorsque la production excède les besoins de la maison, on exporte l'excédent de production).
- Pertes du ballon : le(s) ballon(s) de stockage présente(nt) des pertes thermiques, récupérées dans le logement mais qui se traduisent en énergie perdue, en particulier en été.
- Nombre de cycles : le nombre de cycles démarrage/arrêt annuel de la μ CHP, on cherche à minimiser les arrêts / allumages inutiles.
- Energie gaz consommée : l'énergie du gaz qu'on consomme tant pour la μ CHP que pour l'appoint (exprimée en PCS).
- Rendement électrique Stirling : il peut s'exprimer en brut ou en net. Le rendement électrique brut est l'énergie électrique fournie en sortie de moteur Stirling divisée par l'énergie gaz consommée (PCS). Le rendement net divise l'électricité fournie moins la somme des consommations auxiliaires de l'écogénérateur par l'énergie gaz consommée (PCS).
- Rendement thermique Stirling : il s'agit de l'énergie thermique fournie par l'énergie gaz consommée (PCS).
- Ratios d'autonomie électrique : on s'intéresse aux trois taux suivants, que l'on cherche généralement à maximiser, par convention on les calcule sur la production électrique nette :
 - Taux d'autoconsommation
 - Taux d'autoproduction
 - Taux de couverture

2.3 Analyse de sensibilité

2.3.1 Influence du type de stockage et de sa configuration

Cette étude de sensibilité a pour objectif d'analyser dans quelle mesure le stockage thermique influence les performances d'une installation équipée d'un écogénérateur. Deux questions seront traitées :

- Peut-on optimiser une configuration donnée en modifiant l'agencement des ports sur le ballon et la position des sondes de température ?
- Comment le volume de stockage influence-t-il les performances du moteur Stirling ?

a) Optimisation de la configuration C2

- Objectif de l'étude

La configuration C2 est la variante privilégiée par Viessmann (Programme RAGE, 2015). Elle combine les avantages de la C1 (unique volume tampon) et de la C3 (volumes de stockage d'eau chaude dédiés à l'ECS et au chauffage) tandis que la gestion de deux usages au sein d'un même ballon peut paraître la plus complexe des trois configurations.

Pour ces raisons, elle fait l'objet d'un approfondissement afin de comprendre l'influence de l'agencement des sondes et des entrées/sorties hydrauliques sur les performances de l'installation. En particulier on cherche à minimiser le nombre de cycles ON/OFF annuel, minimiser les pertes de stockage, maximiser l'énergie thermique délivrée par le Stirling au détriment de l'appoint et maximiser le rendement électrique, ceci afin d'augmenter la production électrique et *in fine* d'améliorer le taux d'économie d'énergie primaire annuel.

La configuration C2 consiste en un ballon de stockage unique pour l'ECS et pour le chauffage. Le ballon est modélisé en 10 tranches afin de représenter la stratification. Le ballon joue un rôle de stockage thermique pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire (même si elle est produite en instantané) et aussi de découplage hydraulique. Ci-après sont présentées les quatre variantes étudiées. L'agencement des ports entrées/sorties hydrauliques est différencié par l'utilisation d'une lettre (A, B, C) et l'emplacement de(s) la sonde(s) de température par un chiffre (1 à 10). 1 signifie que la sonde est placée au sommet du ballon, 10 en bas.

- Variante A2

La Figure 5.37 est un schéma de configuration C2, variante A2, elle montre que l'eau chaude qui provient de la cogénération entre en partie haute du ballon et l'eau froide retournant à la cogénération sort par la partie basse du ballon (port 10). L'eau chaude de chauffage part de la partie haute du ballon (port 2) et revient par le bas (port 9) afin de favoriser la stratification. L'ECS entre dans l'échangeur en bas du ballon et sort tout en haut du ballon. La sonde de température permettant de contrôler l'allumage et l'arrêt du Stirling et de l'appoint est positionnée au port 2, c'est-à-dire en face du départ vers les émetteurs. Dans toutes les variantes présentées, une sonde est positionnée au niveau du départ émetteurs.

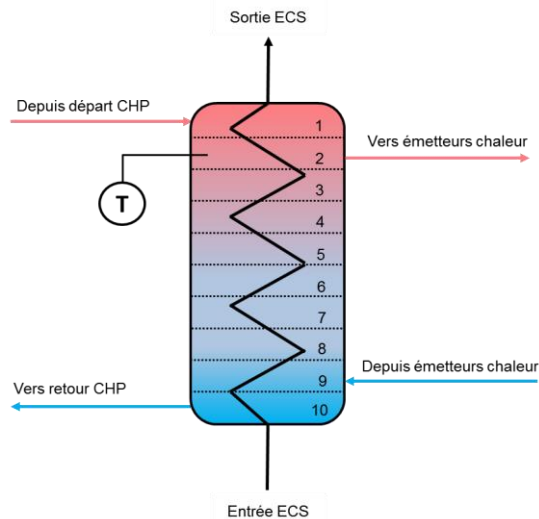


Figure 5.37 : Schéma de la configuration C2 – variante A2

Ce schéma est très présent dans la littérature (Bouvenot, 2015) et le plus proche d'une bouteille de découplage. Il présente cependant un défaut : lorsque la cogénération démarre, la pompe de circulation fait circuler de l'eau froide provenant du bas du ballon (prélevée au port 10) qui ressort froide de l'écogénérateur pendant quelques minutes. Durant ce temps, la température mesurée par la sonde descend rapidement. Bien que l'appoint soit pourvu d'une temporisation de démarrage (15 minutes par défaut), la température ne remonte parfois pas suffisamment vite au-dessus de son seuil d'enclenchement. Ainsi l'appoint sera sollicité par un phénomène transitoire parasite. Si cela n'a pas d'incidence sur le confort, cela provoque des consommations de gaz d'appoint inutiles.

- Variante B2

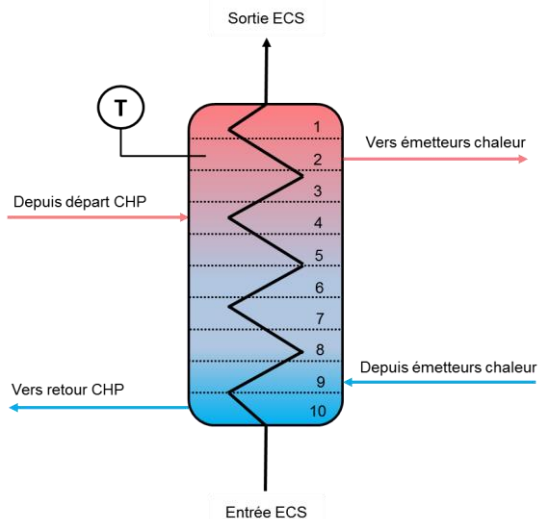


Figure 5.38 : Schéma de la configuration C2 – variante B2

La variante B2 (Figure 5.38) consiste à descendre le port d'entrée de l'eau chaude provenant de la micro-cogénération en-dessous de la sonde de température. Cela permet d'éviter que les recirculations d'eau « froide » lors du démarrage de l'écogénérateur n'influencent trop la sonde.

- Variante C

L'agencement noté « C » est l'une des configurations préconisées par Viessmann utilisant le ballon Vitocell 340-M. Il s'agit de faire entrer l'eau de départ de la cogénération au milieu du ballon (port 5) et à prélever l'eau de chauffage en milieu de ballon (port 6). Ce faisant, on favorise l'apparition d'une zone haute à haute température servant de tampon pour l'ECS et d'une zone basse plutôt destinée au chauffage. Deux sous-variantes sont possibles et présentées ci-après.

- Variante C6

Dans la variante C6 (Figure 5.39), une seule sonde de température assure la régulation, située au niveau du départ chauffage. La température de consigne est maintenue constante à 60 °C afin de garantir le confort ECS.

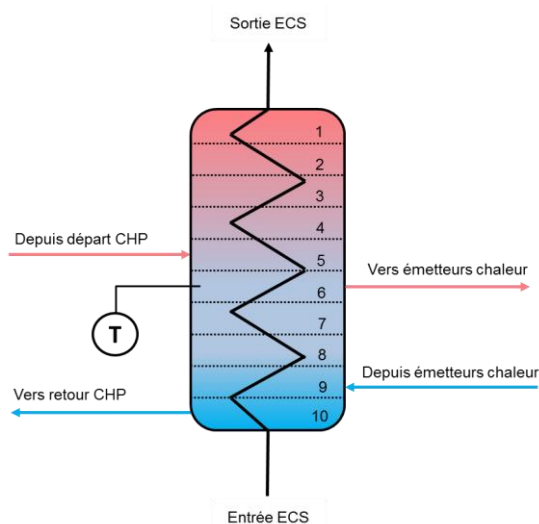


Figure 5.39 : Schéma de la configuration C2 – variante C6

- Variante C46

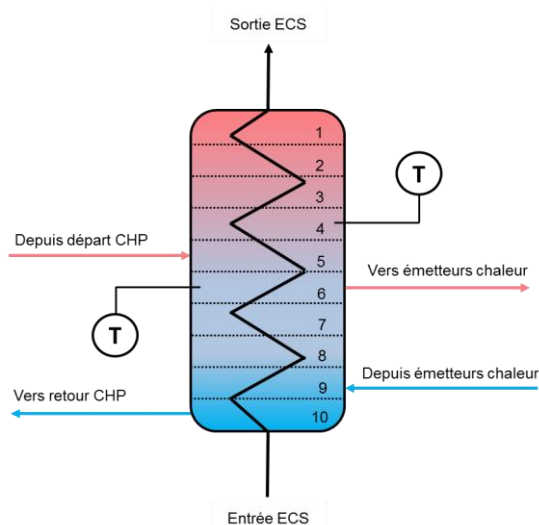


Figure 5.40 : Schéma de la configuration C2 – variante C46

En ajoutant une deuxième sonde dans le ballon (Figure 5.40), située au-dessus de la première, on favorise le découpage fictif du ballon en deux parties, celle dédiée à l'ECS en haut et celle dédiée au chauffage en bas. La sonde du haut est dédiée à l'ECS, elle permet de s'assurer que l'on maintient la température de consigne d'ECS constante. La sonde du bas permet de maintenir une température selon une consigne glissante (loi d'eau) pour le chauffage en fonction de la température extérieure. Lorsque l'une ou l'autre des sondes affiche une valeur inférieure à sa consigne, l'écogénérateur est démarré.

- Résultats

En raison des temps de calcul, on n'étudie ces variantes que pour un seul cas (le foyer fort consommateur) et pour un seul volume de stockage (750 L, volume standard proposé par Viessmann). En revanche, on fait varier le besoin thermique du bâtiment selon les trois niveaux de performances (RT 1988, RT 2005, RT 2012). Les résultats pour chaque indicateur et configuration sont présentés sur les Figure 5.41 à Figure 5.47

N.B. : dans chacun des cas, on s'assure que le confort est maintenu en calculant la moyenne des températures du bâtiment lors de la saison de chauffage et des puisages ECS ainsi que les minimums et maximums.

Le critère le plus important est le taux d'économie d'énergie primaire par rapport à la configuration de référence (chaudière à condensation + réseau électrique). On constate que les économies sont plus élevées, en valeurs relatives et absolues, lorsque l'écogénérateur équipe un logement ayant de forts besoins thermiques (> 20 MWh).

- **Variante A2**

Bien qu'employée dans la littérature, cette variante ne permet pas d'obtenir les meilleures performances de l'écogénérateur. Trois points la pénalisent :

- La recirculation de l'eau froide du bas du ballon lors des redémarrages trompe la sonde et a pour conséquence des démarrages, rarement nécessaires, de l'appoint.
- La sonde placée trop haut fait que le volume d'eau est mal utilisé, en effet le ballon se charge plutôt par le haut (par stratification et car l'entrée d'eau chaude est en strate 1) donc la strate 2 est rapidement en température, alors que le reste du ballon pourrait monter encore en température et allonger la durée des cycles de fonctionnement.
- L'absence de loi d'eau dégrade les performances de l'appoint et du moteur Stirling.

- **Variante B2**

Cette variante corrige certains défauts de la variante A2 mais en partie seulement, elle souffre toujours de l'absence de loi d'eau. En revanche, le nombre de cycles ON/OFF est fortement diminué grâce au déplacement du port hydraulique vers le bas. Ainsi, le ballon est chargé de façon plus homogène lors des phases de fonctionnement ce qui permet de redémarrer le Stirling plus tard. L'appoint est aussi moins sollicité car il n'est pas démarré par la recirculation d'eau froide, la production électrique est donc augmentée.

○ Variante C6

La variante C6 offre globalement les moins bonnes performances. La sonde de température est de nouveau influencée par les recirculations d'eau froide donc l'utilisation de l'appoint est trop importante (hormis en RT05 où elle se comporte correctement).

La sonde étant placée assez bas dans le ballon et avec l'arrivée d'eau provenant du Stirling en partie centrale du ballon, la température de retour est globalement la plus élevée des 4 configurations ce qui grève les rendements électriques et thermiques.

○ Variante C46

La variante C46, incluant deux sondes et qui permet d'utiliser une loi d'eau, est celle présentant les meilleurs taux d'économie d'énergie primaire, grâce à de meilleurs rendements électriques et thermiques du moteur Stirling (respectivement 0,5 et 1,5 points de rendement supplémentaires en moyenne) puisque la loi d'eau favorise des retours plus froids. A cela s'ajoute une utilisation plus faible de l'appoint dans tous les cas de figure ce qui permet d'utiliser le moteur Stirling plus souvent et donc d'obtenir une production électrique plus importante. Enfin, même si la variante C46 n'est jamais la meilleure en nombre de cycles ON/OFF annuel (la présence de deux sondes augmente les chances de déclenchement) et le taux d'autoconsommation, elle reste toujours suffisamment proche des autres variantes pour ne pas la pénaliser.

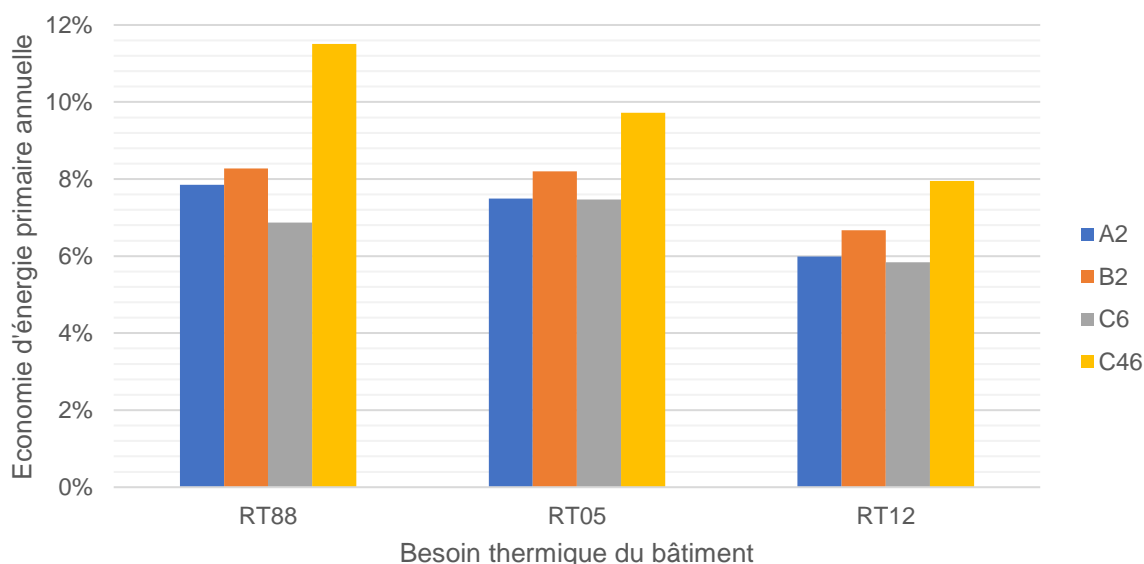


Figure 5.41 : Comparaison des taux d'économie d'énergie primaire annuelle pour les quatre variantes de la configuration C2 (profil consommateur)

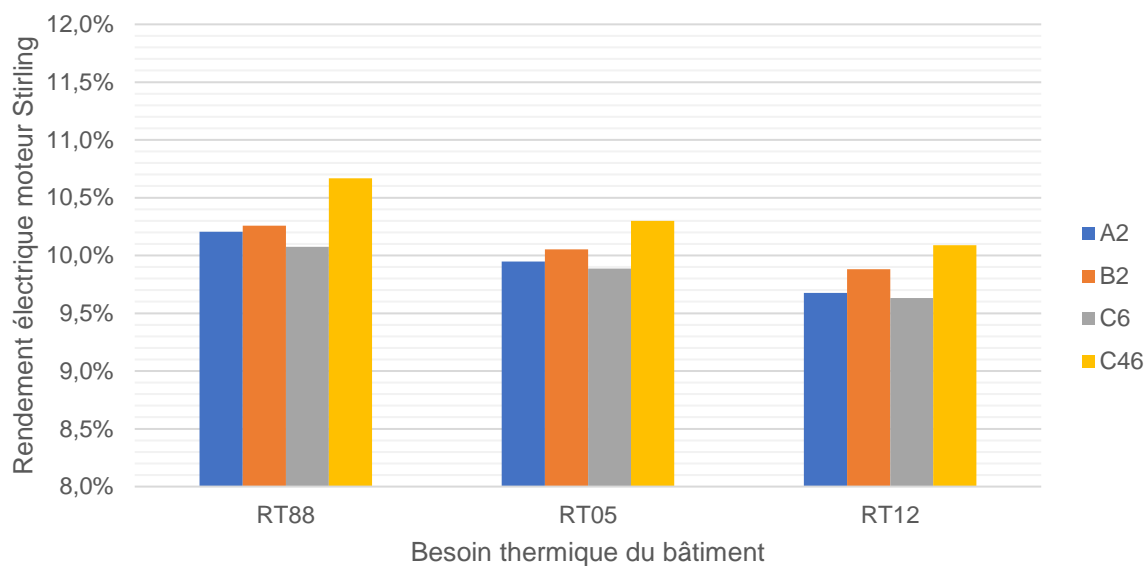


Figure 5.42 : Comparaison des rendements électriques nets annuels du moteur Stirling pour les quatre variantes de la configuration C2 (profil consommateur)

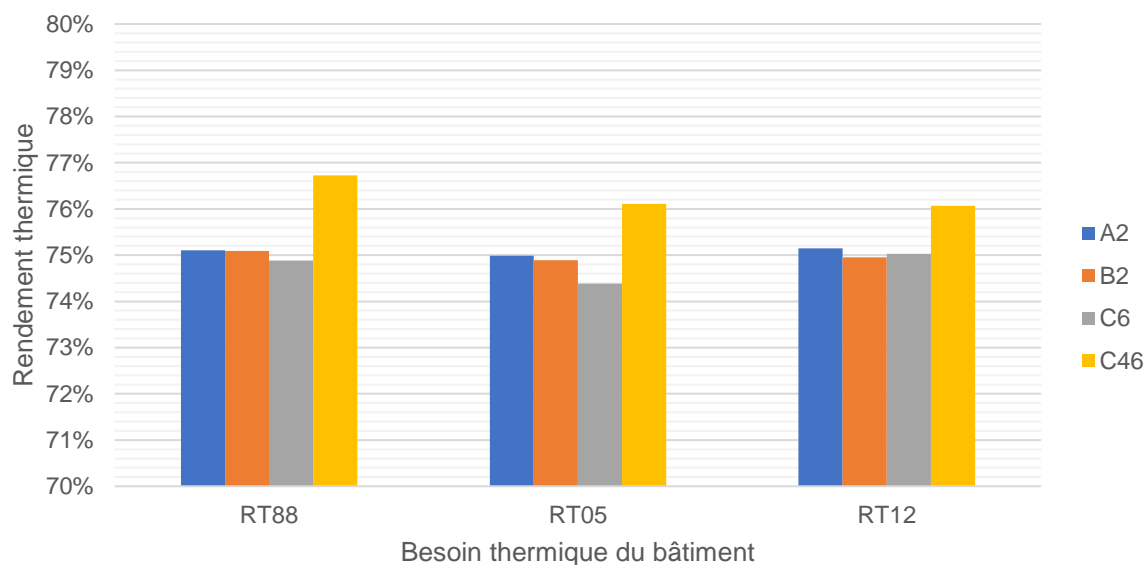


Figure 5.43 : Comparaison des rendements thermiques annuels du moteur Stirling pour les quatre variantes de la configuration C2 (profil consommateur)

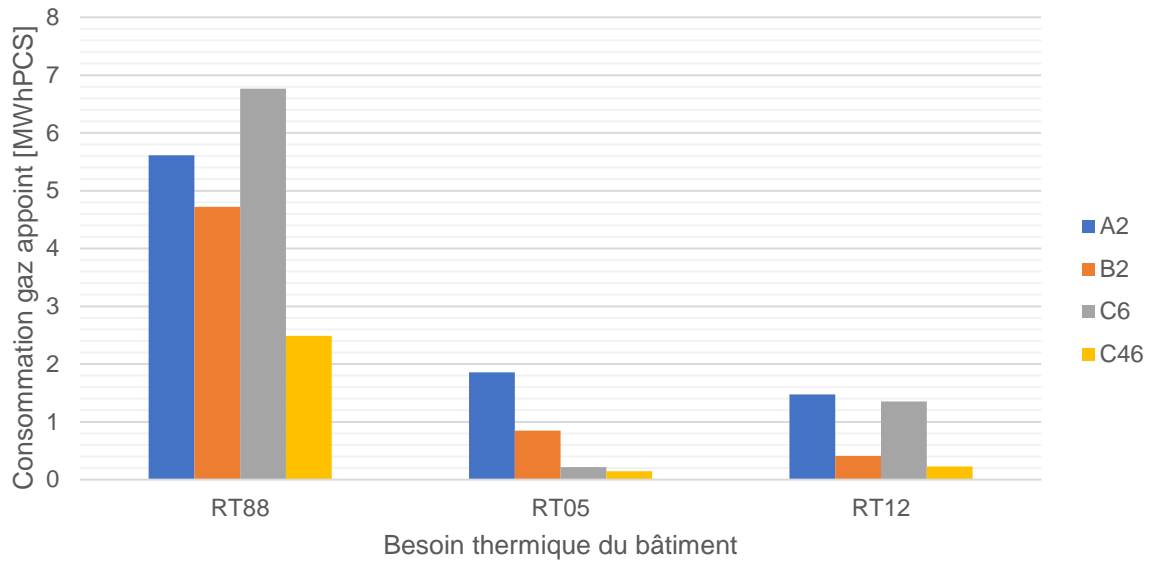


Figure 5.44 : Comparaison des consommations de gaz (PCS) du brûleur d'appoint pour les quatre variantes de la configuration C2 (profil consommateur)

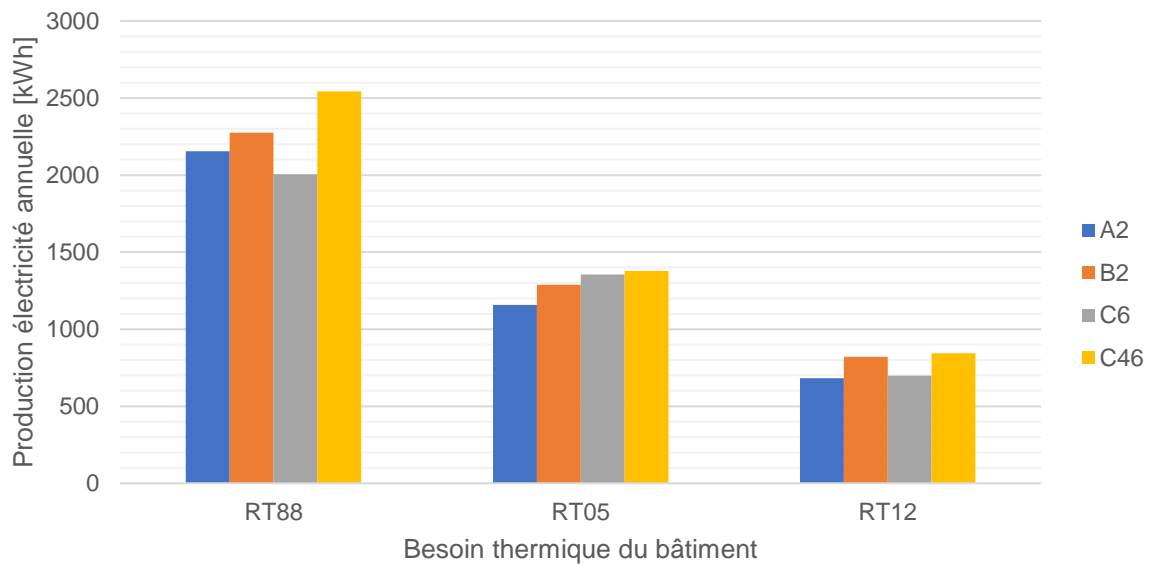


Figure 5.45 : Comparaison des productions électriques annuelles de l'écogénérateur pour les quatre variantes de la configuration C2 (profil consommateur)

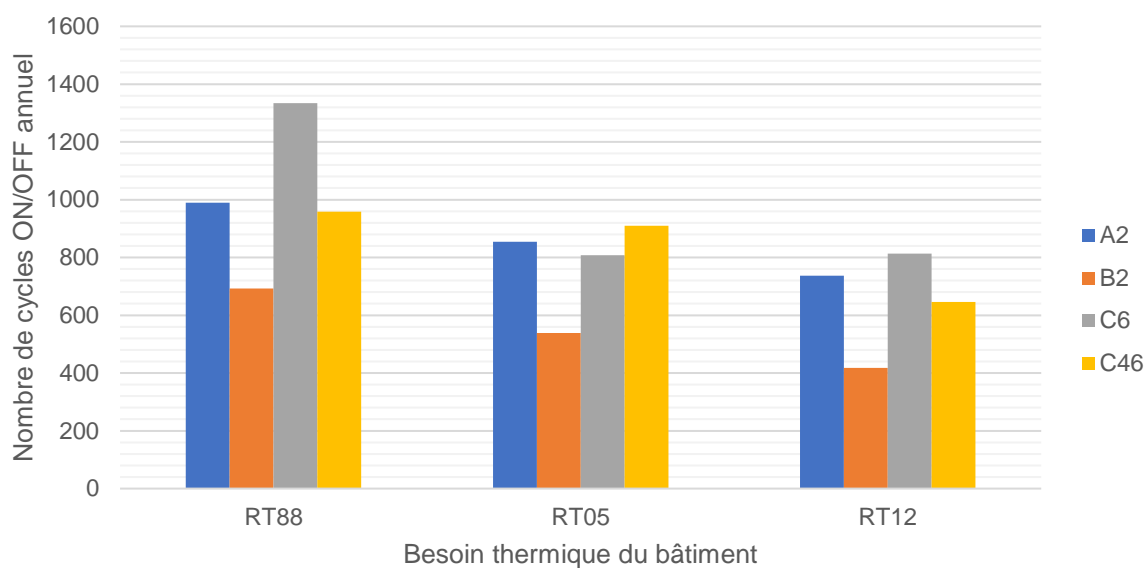


Figure 5.46 : Comparaison du nombre de cycles annuel de marche/arrêt du moteur Stirling pour les quatre variantes de la configuration C2 (profil consommateur)

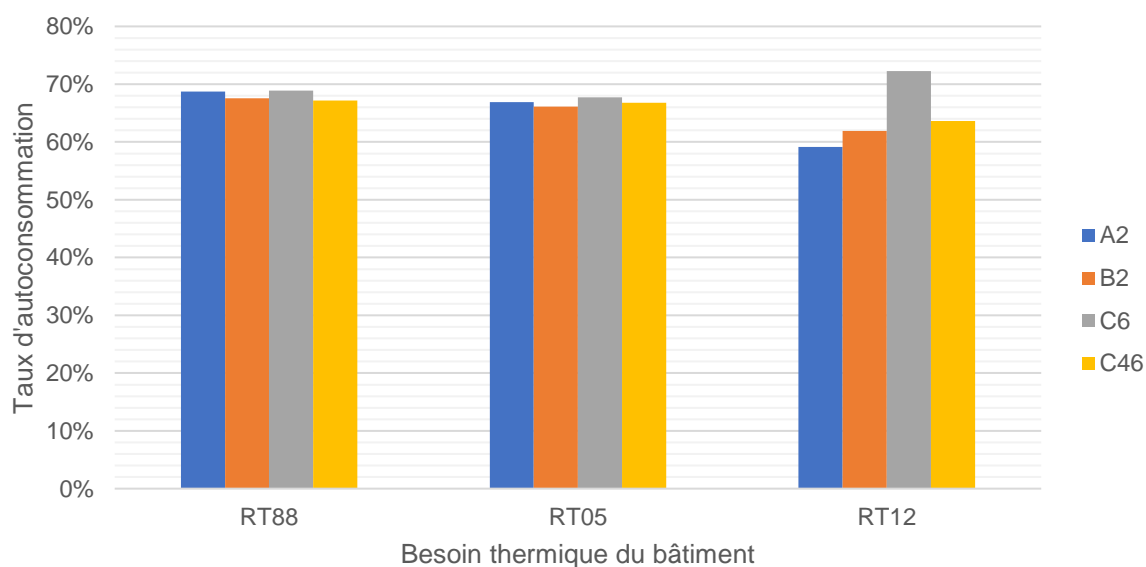


Figure 5.47 : Comparaison du taux d'autoconsommation électrique pour les quatre variantes de la configuration C2 (profil consommateur)

- Conclusions

On peut conclure que **la variante C46** (ou « C2 - variante C46 ») **doit être privilégiée** lors de la mise en œuvre d'un moteur Stirling devant les autres variantes. On aura noté lors de la réalisation de cette étude que :

- Lorsqu'une sonde est placée trop haut dans le ballon, le potentiel de stockage thermique est sous-utilisé si l'arrivée d'eau chaude est aussi placée en haut car la charge du ballon sera partielle, la sonde étant en température avant les strates inférieures du ballon.

- Une autre conséquence d'une sonde placée trop haut est un risque d'inconfort : en effet, lors de la décharge du ballon, « l'effet piston » veut que la thermocline progresse vers la sonde jusqu'à ce que celle-ci le détecte et déclenche la production thermique. Si la sonde est placée tout en haut alors le système de production est démarré lorsque la thermocline est arrivée en haut, ce qui signifie que le reste du ballon est froid. Il y a un risque que de l'eau « froide » soit envoyée aux émetteurs. Dans le cas des systèmes de production à forte inertie au démarrage (comme un moteur Stirling), cela peut conduire à des inconforts, en particulier si les besoins du bâtiment sont élevés.
- L'ajout d'une loi d'eau même dans un ballon combiné ECS/chauffage, *a priori* moins propice à cela, permet tout de même de stratifier naturellement le ballon et d'améliorer les rendements thermiques et électriques. Concernant le rendement électrique : cela ne sera vrai que dans le cas d'une machine thermique dont la source froide est l'eau de retour et donc pas pour un moteur à combustion interne ni une pile à combustible, qui n'en est pas une.
- L'ajout d'une loi d'eau doit être combiné à une séparation fictive en deux zones du ballon, cela se fait par l'intermédiaire d'une sonde supplémentaire et en injectant et soutirant l'eau chaude de la production et des émetteurs en partie basse du ballon.

Par la suite, on choisira d'adopter la variante C46 comme référence pour la configuration C2. La dénomination C2 correspondra donc à la variante C46.

b) Sensibilité des performances au volume du (des) ballon(s) de stockage

- Objectifs

Pour chacune des configurations, un ou des stockages thermiques sont présents lesquels permettent d'allonger la durée des cycles de fonctionnement du moteur Stirling pour minimiser les pertes de production thermique et électrique liées aux démarrages et arrêts. En théorie, la diminution des cycles de fonctionnement permet aussi de diminuer les contraintes mécaniques sur le moteur Stirling lors des démarrages / arrêts.

L'objectif est de déterminer si le volume de stockage influence les performances de l'écogénérateur et quelles variables sont améliorées.

- Résultats

Les résultats sont exprimés sous forme d'histogrammes (Figure 5.48 à Figure 5.52) et pour chacune des configurations on distingue trois volumes possibles d'après la gamme de ballons Vitocell (Viessmann, 2014). Lorsqu'il n'existe pas de taille de ballon (par exemple il n'y a pas de ballon de 600 L de type C2 dans la gamme Vitocell), on ajoute des tailles intermédiaires en inter/extrapolant les géométries afin de vérifier qu'il n'existerait pas un intérêt à préconiser ce type de solution.

Il faut noter que, pour la configuration C3, seul le volume du ballon de chauffage est modifié, le ballon d'ECS restant à 160 L par souci de commodité de lecture. Ce choix est confirmé au regard du faible impact du ballon ECS dans la configuration C1.

Les résultats sont présentés pour le bâtiment intermédiaire (dit RT 2005), la hiérarchie des résultats concernant les volumes de stockage n'est pas modifiée pour les autres types de bâtiments et les conclusions restent identiques. On verra en revanche en partie 2.4 que la hiérarchie des résultats des configurations C1, C2 et C3 est sensible aux besoins thermiques.

- **Configuration C1**

On peut constater que les écarts en économie énergie primaire sont faibles selon les volumes de ballon, si on les compare à l'écart dépendant de la configuration hydraulique.

Il n'existe pas d'intérêt à utiliser un ballon de plus de 200 L car les pertes thermiques supplémentaires pour 300 L ne compensent pas la diminution du cyclage (presque nulle). De plus, lorsque le volume de stockage ECS est de 300 L, la durée de charge est plus longue et le logement ainsi que la boucle de chauffage chutent en température durant ce laps de temps, ce qui requiert un léger supplément d'appoint en l'absence de stockage pour le chauffage.

On choisira donc un volume de 160 ou 200 L.

- **Configuration C2**

La configuration C2 montre que l'augmentation du volume de stockage a ses limites : bien que la diminution du nombre de démarrages du moteur Stirling et de l'utilisation de l'appoint soit sensible, les pertes thermiques supplémentaires dégradent le bilan en énergie primaire. En conséquence, un volume de 450 L semble suffisant d'autant que le coût d'investissement sera vraisemblablement moins élevé. Pour le bâtiment RT 1988, la différence est moins marquée en écart relatif (les pertes ont un poids plus faible devant les besoins) et c'est l'inverse dans un bâtiment à faibles besoins.

- **Configuration C3**

Par contraste avec la configuration C1, on remarque ici que l'augmentation du volume de stockage pour le chauffage a un intérêt bien plus fort que l'augmentation du volume de stockage ECS explorée avec la configuration C1.

Un stockage pour le chauffage de 400 L permet d'obtenir les meilleures économies d'énergie primaire malgré des pertes plus élevées grâce à une diminution importante du cyclage et de l'utilisation de l'appoint ce qui favorise la production électrique de manière très marquée (13 % d'augmentation). On choisira donc un volume de 400 L (accompagné d'un volume ECS de 160 L ou 200 L).

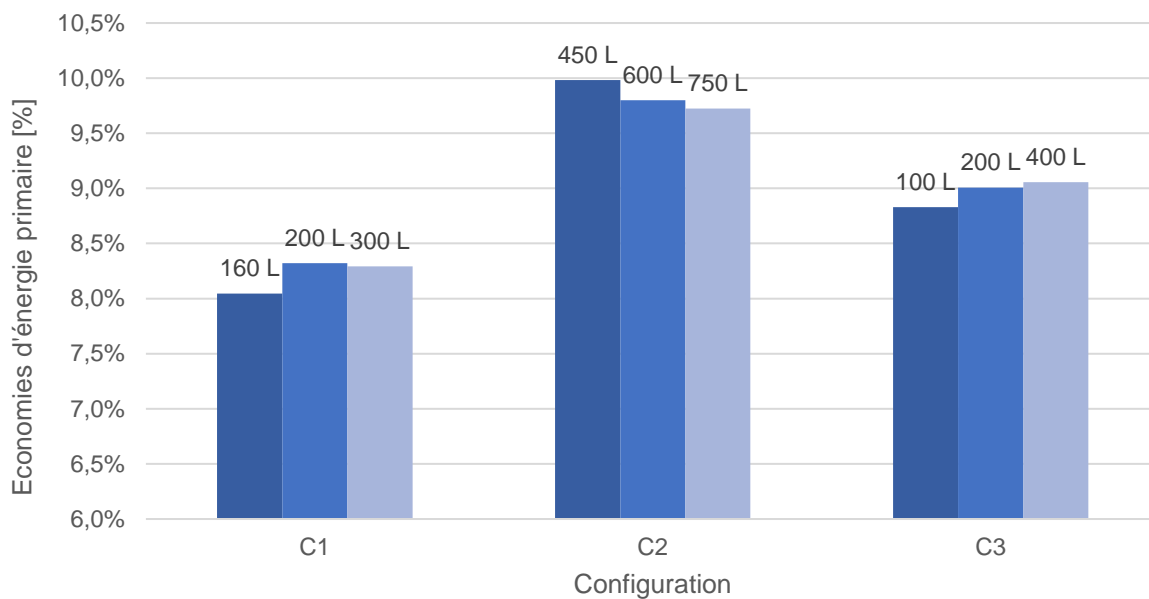


Figure 5.48 : Analyse des économies d'énergie primaire selon le volume de stockage, bâtiment RT 2005

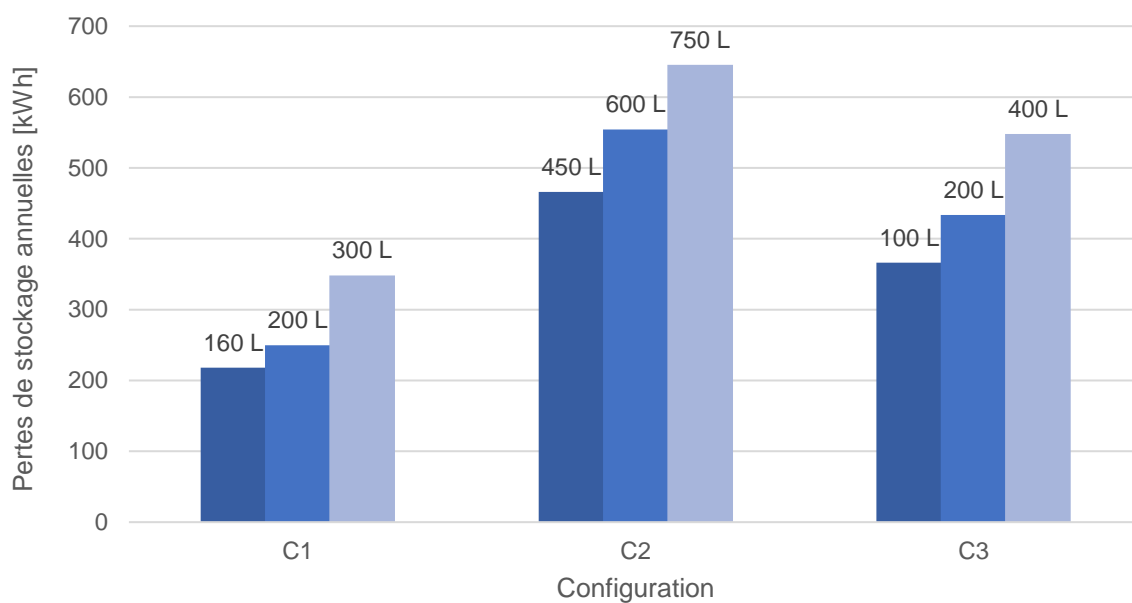


Figure 5.49 : Analyse des pertes annuelles de stockage selon le volume de stockage, bâtiment RT 2005

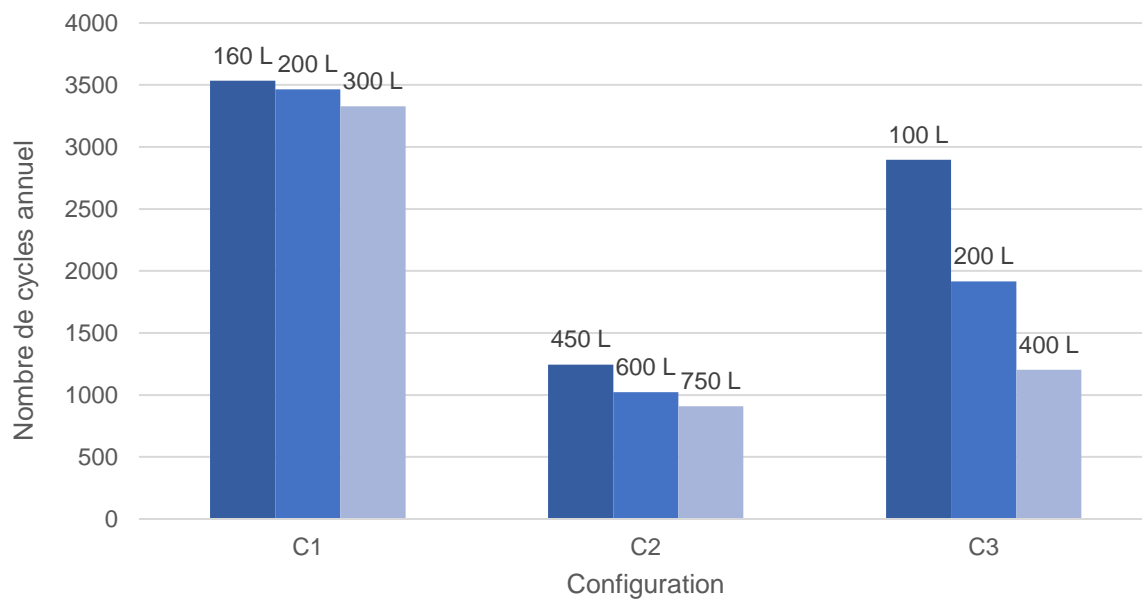


Figure 5.50 : Analyse du nombre annuel de cycles du moteur Stirling selon le volume de stockage, bâtiment RT 2005

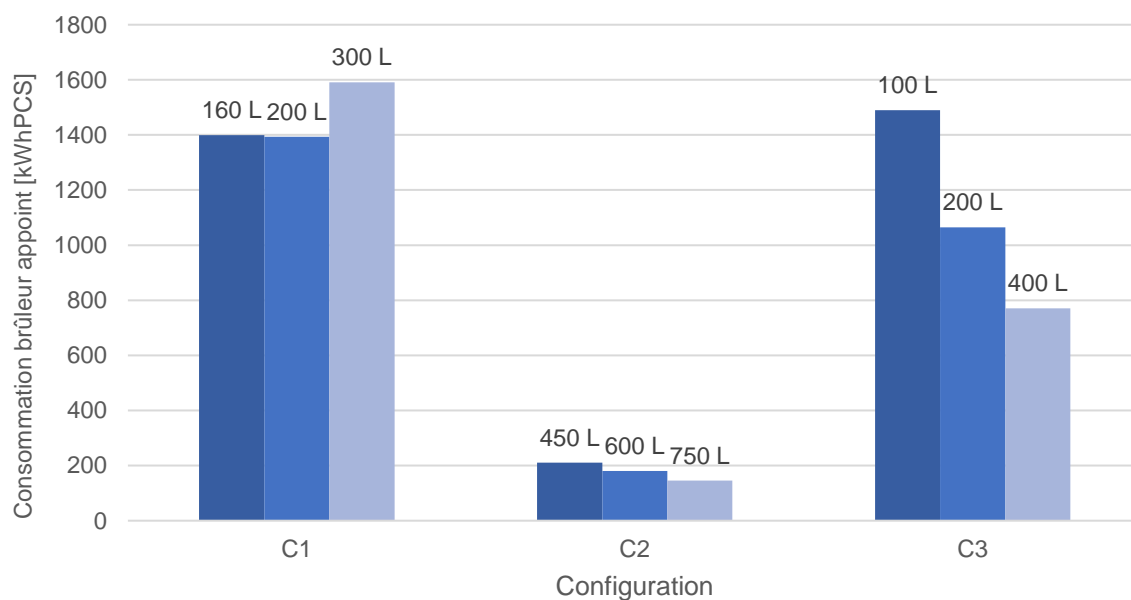


Figure 5.51 : Analyse de la consommation gaz du brûleur d'appoint selon le volume de stockage, bâtiment RT 2005

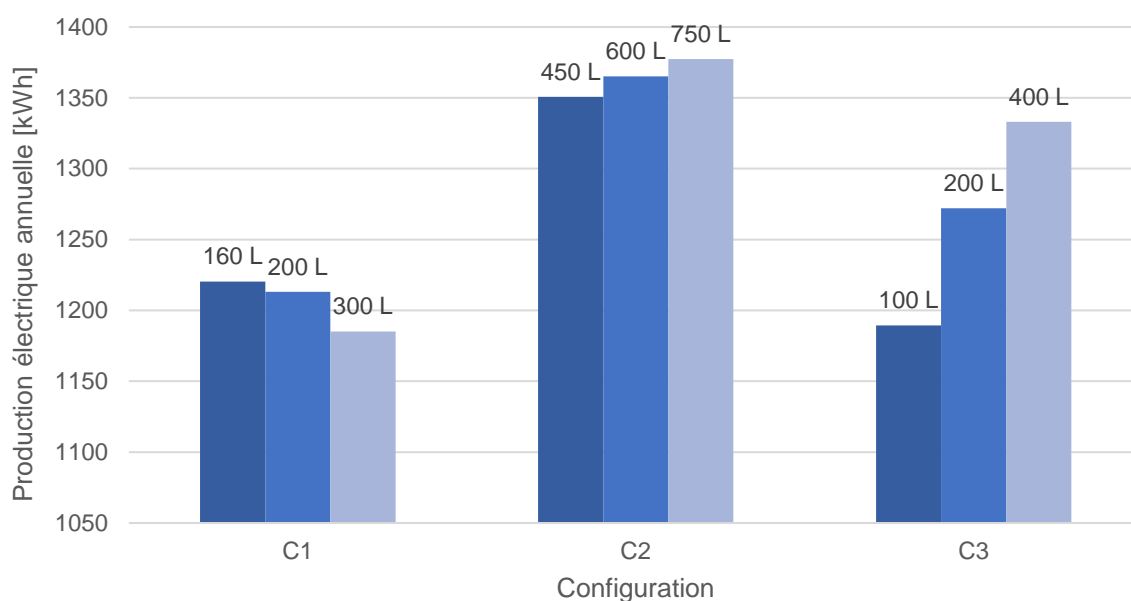


Figure 5.52 : Analyse de la production électrique nette de l'écogénérateur selon le volume de stockage, bâtiment RT 2005

- Conclusions

En premier lieu, on peut noter l'impact essentiel de la configuration hydraulique du stockage sur les performances saisonnières du micro-cogénérateur. Pour le même « écogénérateur », il existe une différence allant d'un facteur de 1 à 10 dans l'utilisation de l'appoint thermique et de 1 à 3 dans le nombre annuel de cycles. La production électrique peut être améliorée de 16 % entre la moins bonne et la meilleure configuration. Au final, les économies d'énergie primaire peuvent passer de 8 à 10 % par an selon les configurations et le volume de stockage choisi. Nous avons donc démontré quantitativement que le choix de la configuration hydraulique est un élément essentiel dans la conception d'une installation équipée d'un micro-cogénérateur.

En deuxième lieu, le volume du ballon a un impact variable selon qu'il s'agisse du ballon ECS ou chauffage.

- Pour la configuration C1, l'impact du volume tampon ECS est mineur à tout point de vue, il est recommandable de ne pas le surdimensionner.
- Un très gros ballon pour la configuration C2 est certes utile pour diminuer le nombre de cycles, l'utilisation de l'appoint et augmenter la production électrique mais il n'est pas favorable aux économies d'énergie primaire, principalement car les pertes thermiques deviennent plus importantes. Les améliorations entre 450 L et 750 L sont faibles et les indicateurs cycle, appoint et production électrique sont de toute façon bien meilleures que pour les autres configurations.
- La configuration C3 permet de montrer que le volume de stockage destiné à l'eau de chauffage est bien le plus important (par rapport à C1) avec des différences sensibles entre les volumes sur tous les critères.

Du point de vue du fabricant, les préconisations sur le volume de stockage optimal selon la configuration seraient les suivantes :

- C1 : 160 ou 200 L pour l'ECS
- C2 : 450 L
- C3 : 400 L pour le chauffage (+ 160 ou 200 L pour l'ECS)

Ces recommandations ne changent pas dans le cas des autres niveaux de besoins thermiques (RT 1988 et RT 2012) même si les écarts peuvent varier. Les variations sur les autres indicateurs que ceux présentés ici sont peu significatives (autoconsommation, ...).

2.3.2 Influence de la gestion du moteur Stirling et de son appoint

Cette étude de sensibilité a pour objectif d'analyser dans quelle mesure il est possible d'améliorer la gestion du moteur Stirling et de son appoint pour minimiser l'utilisation de ce dernier, toutes choses égales par ailleurs.

Le code symbole utilisé pour simplifier la lecture des tableaux de résultat est donné Tableau 5.9.

Symbole	0	+	++	+++
<i>Variation de résultat (%)</i>	Moins de 3	Entre 3 et 15	Entre 15 et 30	Entre 30 et 50

Tableau 5.9 : Code de lecture des résultats de l'analyse de sensibilité

a) Retard avant déclenchement de l'appoint

La première étude menée concernant la gestion du Stirling et de l'appoint est présentée en annexe 5. Cette étude confirme que le retard avant déclenchement de l'appoint préconisé par le constructeur est un bon compromis. Les résultats de l'analyse de sensibilité menée entre 5 et 20 minutes montrent que ce paramètre n'est pas primordial.

b) Hystérésis d'enclenchement / déclenchement de l'appoint

- Objectif de l'étude

La modification du cycle d'hystérésis de déclenchement de l'appoint et du Stirling améliore-t-elle les performances de l'écogénérateur sans dégrader le confort ?

Les démarrages / arrêts du Stirling et de l'appoint sont contrôlés à l'aide de cycles d'hystérésis illustrés Figure 5.53. Un choix judicieux de ces valeurs est essentiel pour assurer le confort thermique et la bonne utilisation du Stirling et de l'appoint. La température de consigne T_{cons} est comparée à la température du ballon de stockage thermique (configurations C2 et C3) ou à la température de l'eau au départ écogénérateur (configuration C1). Dans tous les cas, cette mesure correspond peu ou prou à la température que l'on retrouvera dans les émetteurs aux pertes de distribution près. Les valeurs choisies sont celles définies par Viessmann par défaut et sont les suivantes :

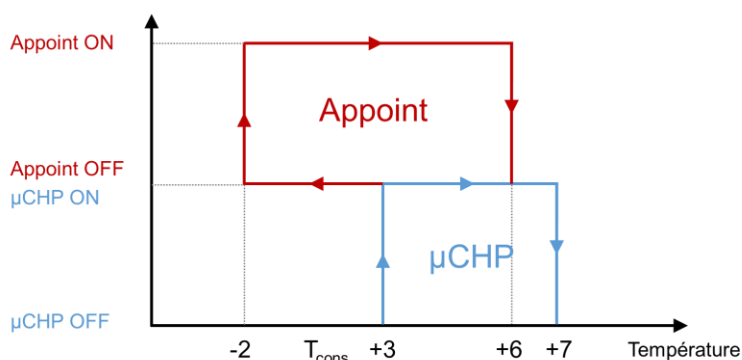


Figure 5.53 : Cycle d'hystérésis par défaut Viessmann

La référence (T_{cons}) correspond à la température de départ des émetteurs ou ECS souhaitée. Si une loi d'eau est utilisée alors T_{cons} est glissante.

Exemple : si la température lue par la sonde est inférieure à $T_{\text{cons}} + 3$ K alors le Stirling démarre, si cela ne suffit pas l'appoint s'enclenche lorsque la température mesurée atteint $T_{\text{cons}} - 2$ K. L'appoint est ensuite éteint lorsque la mesure indique $T_{\text{cons}} + 6$ K puis le moteur Stirling est éteint à son tour à $T_{\text{cons}} + 7$ K.

On note que les seuils d'arrêt de l'appoint (+6 K) et du moteur Stirling (+7 K) sont très proches, si l'inertie thermique de l'appoint ou circulation de l'eau dans le stockage conduisent à dépasser la consigne d'arrêt de l'appoint d'un degré, cela peut suffire à arrêter le moteur Stirling.

On cherche donc dans cette étude à déterminer le seuil d'arrêt idéal de l'appoint.

- Résultats

Les résultats sont présentés (Tableau 5.10) en comparant ceux obtenus pour un seuil d'arrêt de l'appoint à +5 et +6 K (valeur initiale). Les résultats obtenus pour +4 et +3 ne mettent pas en évidence de bénéfices supplémentaires et ne sont pas présentés.

Indicateurs	Remarques	Influence
Vérification critères de confort		
Température zone moyenne janvier-mars	Toujours maintenue	0
Température puisage ECS	Toujours maintenue	0
Cyclage du moteur Stirling		
Compteur cycles Stirling	Diminution marquée pour +5 K, diminution plus importante en configuration C2 (cf. explication ci-après)	++
Consommation de gaz		
Energie gaz Stirling	Augmentation pour +5 K par rapport à +6 K.	+
Energie gaz appoint	Diminution pour +5 K par rapport à +6 K	+
Energie gaz totale	Légère augmentation pour +5 K par rapport à +6 K	+

Production électrique		
Electricité autoconsommée	Pour la configuration C2, légère augmentation pour +5 K par rapport à +6 K.	0
Electricité exportée	Pour la configuration C2, légère augmentation pour +5 K par rapport à +6 K.	0
Electricité produite totale	Pour la configuration C2, légère augmentation pour +5 K par rapport à +6 K.	0
Autonomie électrique		
Taux d'autoconsommation	-	0
Taux d'autoproduction	-	0
Taux de couverture	-	0
Pertes		
Pertes ballon(s)	-	0

Tableau 5.10 : Résultats synthétiques de l'analyse de sensibilité sur le seuil d'arrêt de l'appoint

Les gains sont particulièrement clairs pour la configuration C2. Le choix de la consigne d'arrêt de l'appoint à une valeur de +5 K au lieu de +6 K permet de modifier de manière importante le fonctionnement du moteur Stirling. **La valeur de +5 K devra être privilégiée car elle permet d'allonger la durée moyenne des cycles et d'améliorer la couverture thermique par le cogénérateur.**

On illustre pour la configuration C2 l'amélioration du fonctionnement du moteur obtenue grâce au réglage de l'hystérésis avec la Figure 5.54. Elle représente 35 h de production électrique du moteur Stirling. On peut observer le comportement cyclant du moteur Stirling avec l'hystérésis +6 K (en rouge), ce comportement est corrigé avec l'hystérésis +5 K (en bleu). Les démarrages et arrêts fréquents dans le cas +6 K sont liés au déclenchement de l'appoint (Figure 5.55).

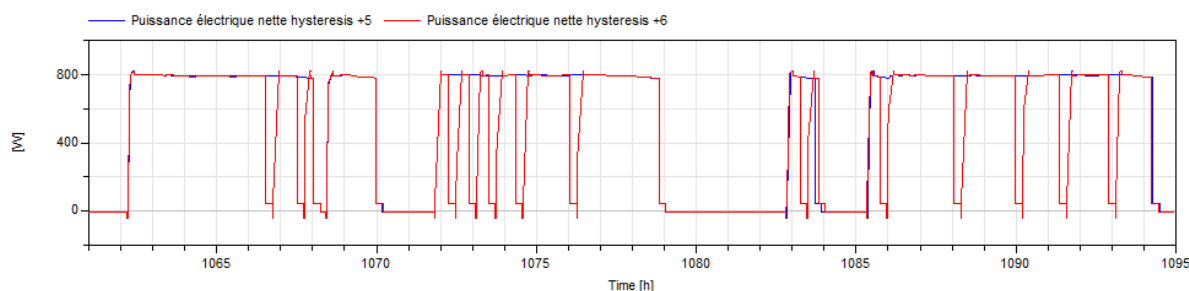


Figure 5.54 : Comparaison du fonctionnement du moteur Stirling pour un seuil d'arrêt de l'appoint à +5 K et +6 K (configuration C2)

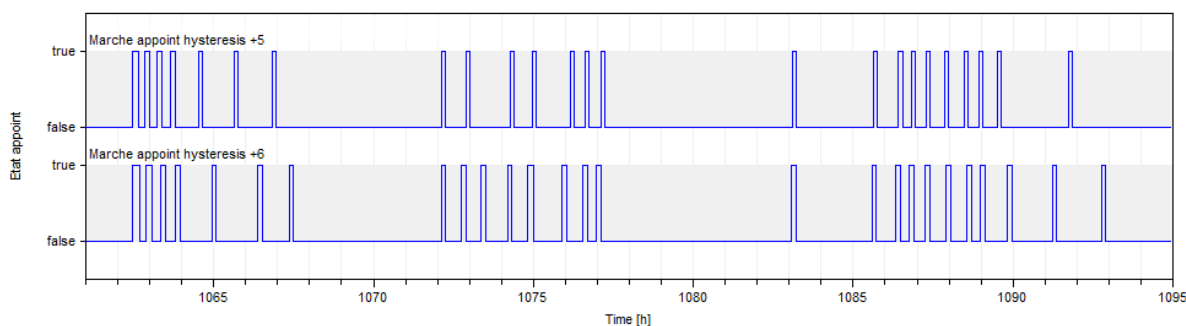


Figure 5.55 : Comparaison du fonctionnement de l'appoint pour un seuil d'arrêt d'appoint à +5 et +6 K (configuration C2)

La Figure 5.56 et la Figure 5.57 représentent, pour chacun des deux réglages de l'hystérésis, la température de la sonde « chauffage » du ballon et les seuils d'hystérésis marche / arrêt de l'appoint et du moteur. On observe dans le premier cas que le seuil d'arrêt du Stirling (en rouge) n'est presque jamais atteint. En revanche, dans le deuxième cas de figure, le seuil rouge est atteint très fréquemment. Lors de l'arrêt de l'appoint, la température continue de progresser quelques instants (mélange du ballon et inertie de l'appoint), entraînant le dépassement du seuil d'arrêt du Stirling.

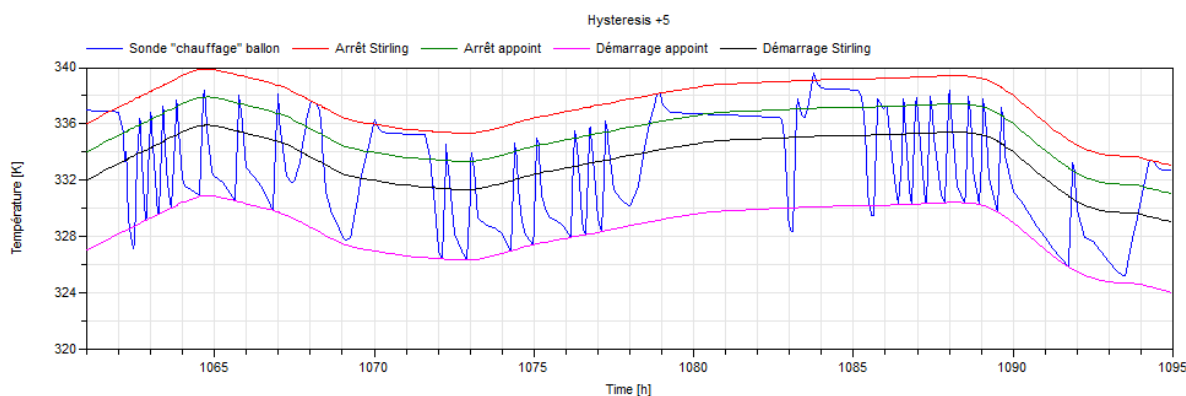


Figure 5.56 : Température mesurée dans le ballon par la sonde chauffage et seuils d'hystérésis pour un seuil d'arrêt appoint à +5 K (configuration C2)

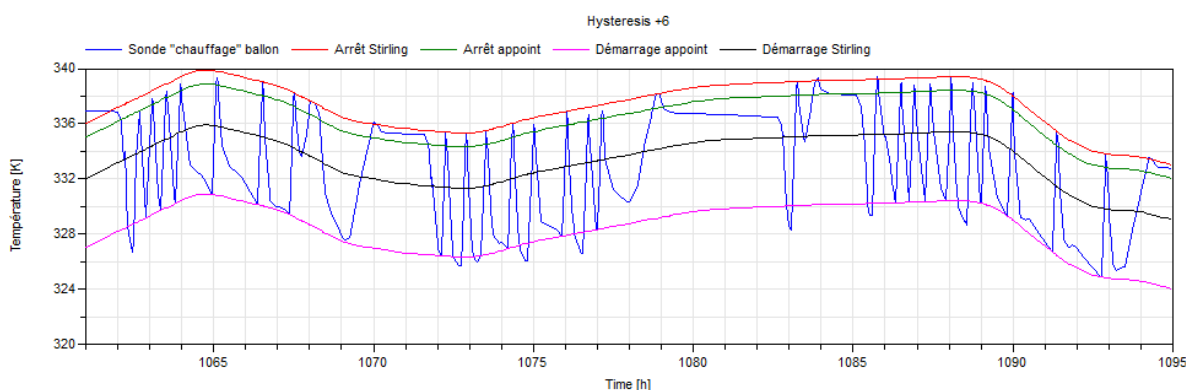


Figure 5.57 : Température mesurée dans le ballon par la sonde chauffage et seuils d'hystérésis pour un seuil d'arrêt appoint à +6 K (configuration C2)

- Conclusions

Pour toutes les configurations et particulièrement C2 (ballon de stockage combiné ECS / chauffage), le fonctionnement du moteur Stirling est nettement amélioré en éloignant les seuils d'arrêts de l'appoint et de la cogénération. Cela se fait sans dégradation du confort pour l'utilisateur.

2.3.3 Influence de la programmation de consigne de température intérieure sur la production électrique

Cette étude de sensibilité a pour objectif d'analyser dans quelle mesure il est possible d'influencer la production électrique de l'installation en modifiant les programmations de consignes de température dans le bâtiment. Le scénario de consigne de température de référence consiste à maintenir la température intérieure en mode confort uniquement de 6 h à 22 h **et** lorsque les occupants sont présents. Il y a donc un réduct de nuit **et** un réduct de jour (partiel).

a) Suppression du réduct de jour

L'objectif de ce paragraphe est d'analyser l'influence de la suppression du réduct de jour en période d'inoccupation dans la mesure où il existe un nombre important de foyers équipés de ce type de programmation. La température de confort (20 °C) est donc maintenue **sans interruption de 6 h à 22 h**.

Les résultats de cette analyse de sensibilité sont présentés en annexe 5. Les occupants sont finalement assez présents entre 6 h et 22 h (le week-end par exemple) donc le réduct de jour en inoccupation était peu utilisé ou sur de courtes durées, sa suppression n'est pas déterminante.

b) Suppression des réduits de nuit et de jour

- Objectif de l'étude

L'objectif de cette étude est d'analyser l'influence de la suppression de tous les réduits. La température de confort (20 °C) est donc maintenue sans interruption.

- Résultats

Indicateurs	Explication	Influence
Vérification critères de confort		
Température zone moyenne janvier-mars	Toujours maintenue	0
Température puisage ECS	Toujours maintenue	0
Cyclage du moteur Stirling		
Compteur cycles Stirling	Augmentation très importante, le cas le plus dégradé est le bâtiment RT1988 / configuration C1	+++
Consommation de gaz		
Energie gaz Stirling	Augmentation du gaz consommé	+
Energie gaz appoint	Faible augmentation du gaz consommé	+
Energie gaz totale	Augmentation du gaz consommé	+
Production électrique		

Electricité autoconsommée	-	0
Electricité exportée	Electricité exportée beaucoup plus élevée	+++
Electricité produite totale	Electricité produite plus élevée	++
Autonomie électrique		
Taux d'autoconsommation	Diminution nette du taux d'autoconsommation	++
Taux d'autoproduction	Diminution du taux d'autoproduction	++
Taux de couverture	Augmentation de taux de couverture	+
Pertes		
Pertes ballon(s)	Légère diminution des pertes ballon si volume élevé	+

Tableau 5.11 : Résultats de l'analyse de sensibilité sur la suppression du réduct de nuit et de jour

- Conclusions

Le Tableau 5.11 montre une forte hausse de la production électrique du Stirling associée à l'augmentation des besoins thermiques du bâtiment. On note bien que **c'est le réduct de nuit qui produit l'effet le plus impactant**. En revanche, l'électricité supplémentaire est exclusivement produite la nuit et donc très majoritairement exportée vers le réseau. Si l'électricité exportée n'est pas valorisée économiquement il n'est alors pas souhaitable pour l'utilisateur de programmer un mode confort permanent.

En guise de perspective, on note qu'il existe un potentiel important de production électrique mobilisé par la suppression des réduits de nuit. A titre d'exemple, la journée la plus froide des simulations entraîne une production électrique journalière d'environ 14 kWh avec une programmation par défaut (réduct de nuit + réduct de jour) contre 19 kWh en mode confort « permanent » pour le bâtiment le plus déperditif. Dans le cadre d'un soutien au réseau électrique, il pourrait exister un potentiel « mobilisable » de production électrique. Toutefois, sa concomitante avec les périodes de pointes de consommation électriques nationales devra être analysée plus finement.

2.4 Etude paramétrique

Cette dernière partie est une synthèse de l'étude paramétrique menée sur les trois niveaux de besoins thermiques, deux profils d'occupation et trois configurations hydrauliques.

L'objectif est de dégager des tendances et d'établir des préconisations sur la base des résultats obtenus. Sur chacun des graphiques suivants, on présente l'ensemble des niveaux de besoins (enveloppe et occupants), des configurations et chacun des volumes de stockage simulés. Lorsque plusieurs symboles identiques sont présents sur la même ligne verticale, il s'agit de plusieurs volumes de stockage de configuration identiques. On compare les 3 montages hydrauliques du moteur Stirling.

2.4.1 Economies d'énergie primaire

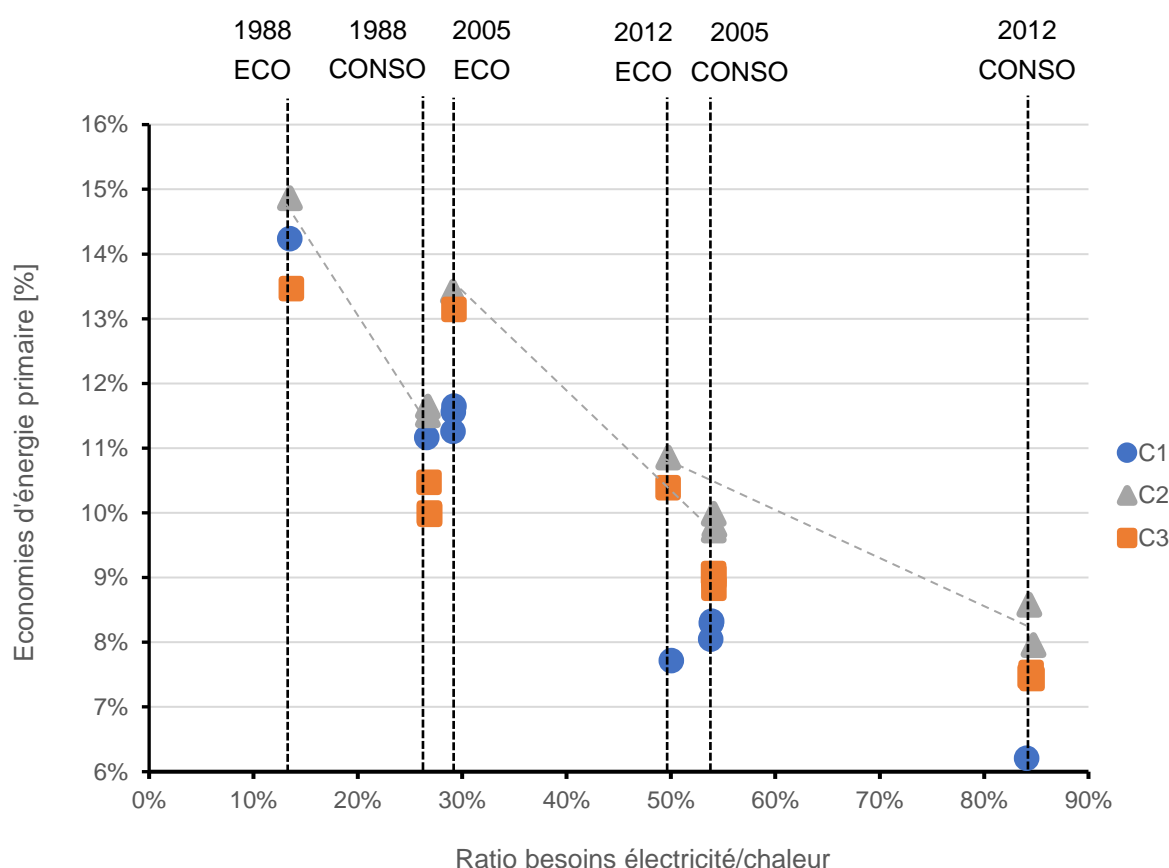


Figure 5.58 : Taux d'économies d'énergie primaire annuelles pour toutes les études réalisées

Le taux d'économie d'énergie primaire est plus élevé lorsque le ratio besoins E/C diminue (ce qui est cohérent avec les résultats du chapitre 2) et s'approche du ratio de production E/C du moteur Stirling (environ 15 %). Il sera plus intéressant d'un point de vue énergétique d'installer une micro-cogénération dans un bâtiment dont le ratio besoins électriques/thermiques est proche de sa caractéristique intrinsèque. C'est pourquoi le couple bâtiment RT 1988 – profil « économe » présente le meilleur taux d'économie d'énergie primaire annuelle de la Figure 5.58. On verra que **les conclusions pourront être différentes d'un point de vue économique. La configuration C2 est dans tous les cas la configuration à privilégier** même si elle est parfois proche des autres. On note que la configuration C1 est meilleure que C3 pour les bâtiments

avec beaucoup de besoins thermiques (RT 1988) tandis qu'elle est largement moins efficace pour les bâtiments isolés : le stockage thermique pour le chauffage est essentiel lorsque les besoins sont faibles. Lorsque les économies d'énergie primaire ne sont pas le facteur discriminant, le nombre de cycles annuel reste de toute façon toujours en faveur de C2.

2.4.2 Electricité produite

La quantité d'électricité produite (Figure 5.59) dépend avant tout des besoins thermiques du bâtiment (ECS + chauffage). C'est pourquoi le couple bâtiment RT 1988 – profil « consommateur » permet de produire plus d'électricité (jusqu'à 450 kWh supplémentaire) que le même bâtiment avec des utilisateurs « économes » en raison des besoins ECS. On peut noter que l'influence de la configuration hydraulique n'est pas négligeable puisque la configuration C2 avec un profil « économe » permet de produire presque autant que la configuration C3 ou C1 avec un profil « consommateur » malgré 1,6 MWh de chaleur (ECS) supplémentaire en faveur du profil « consommateur ». La configuration C3 présente la plus forte dispersion verticale selon le volume de stockage choisi (surtout en RT 1988 avec un profil « consommateur »), ce qui confirme les résultats de l'analyse de sensibilité.

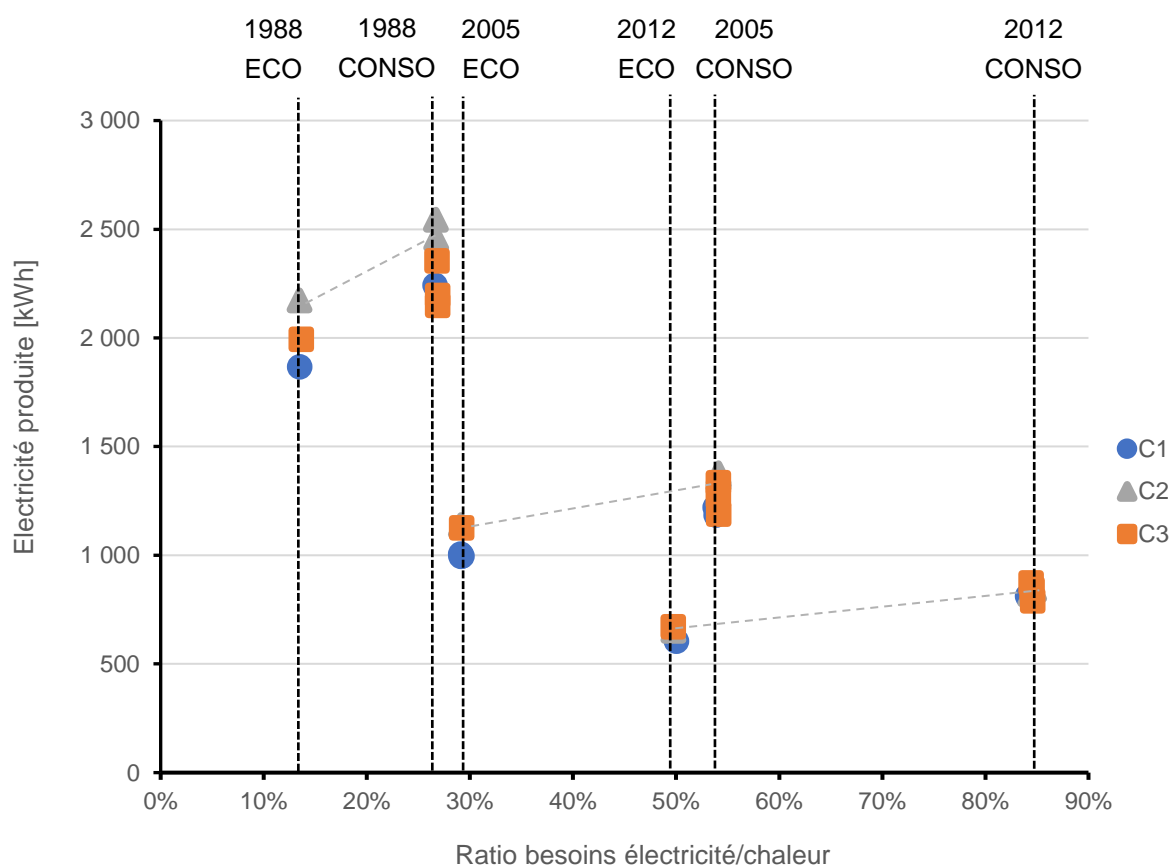


Figure 5.59 : Production électrique nette annuelle pour toutes les études réalisées

2.4.3 Nombre de cycles marche/arrêt du moteur Stirling

Le nombre de cycles annuel suit deux tendances opposées :

- Le nombre de cycles tend à augmenter si les besoins sont plus élevés car le système de production est plus sollicité. Plus le bâtiment est isolé, plus le nombre de cycles tend vers zéro (jusqu'à un besoin nul).
- A l'inverse, lorsque les besoins augmentent, les besoins thermiques sont plus souvent supérieurs à la puissance nominale du moteur Stirling, ce qui permet de ne pas l'arrêter et diminue le cyclage.

On distingue deux situations, comme le montre la Figure 5.60 :

- En l'absence de stockage thermique pour le chauffage (configuration C1), le bâtiment le plus déperditif (RT 1988) n'est pas celui provoquant le plus de cycles. Étant donnés les besoins importants il permet d'allonger la durée des cycles de fonctionnement sans stockage. Le bâtiment RT 2012 présente moins de cycles car les besoins sont moindres et **le bâtiment intermédiaire (RT 2005) est alors le bâtiment le plus défavorable**.
- Si le stockage pour le chauffage est suffisamment grand, alors le cogénérateur cycle moins lorsque les besoins thermiques diminuent.

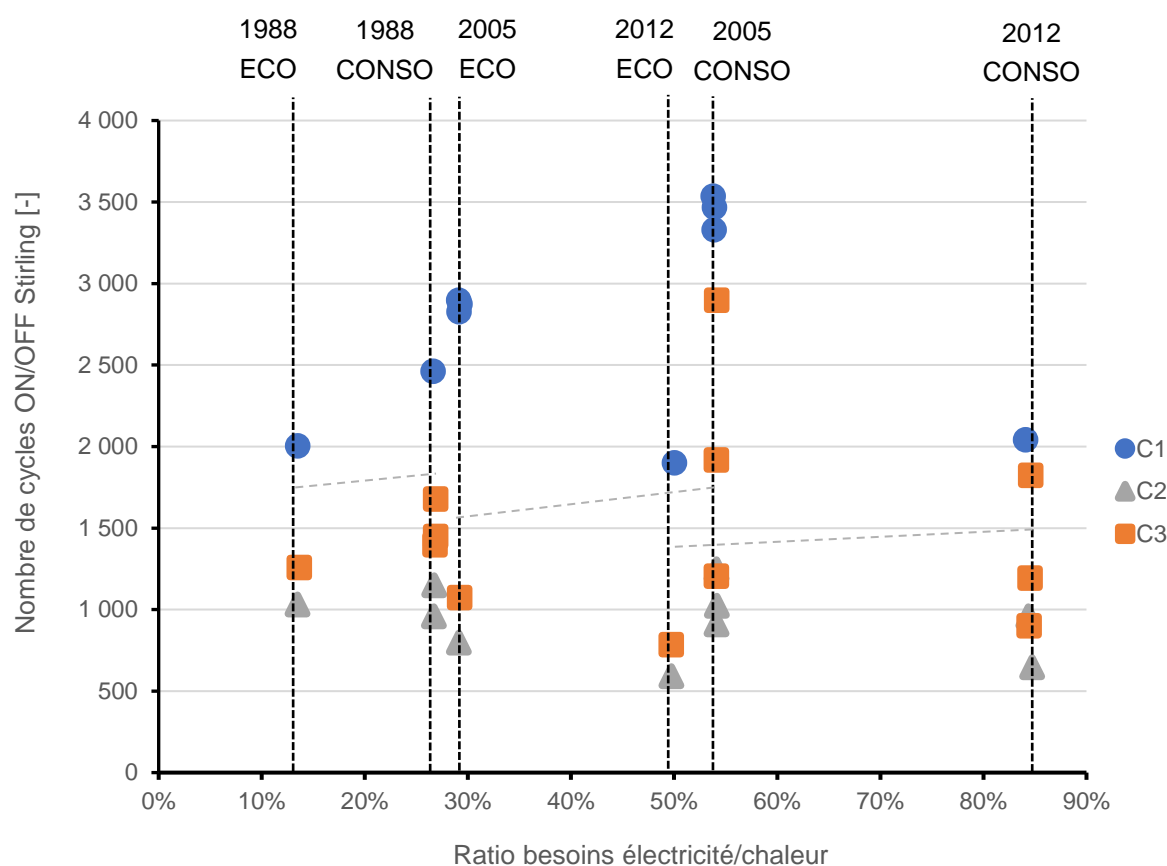


Figure 5.60 : Nombre de cycles de démarrage du moteur Stirling pour toutes les études réalisées

Le principal facteur discriminant reste avant tout la configuration hydraulique :

- Le nombre de cycles est plus élevé avec la configuration C1 (absence de stockage chauffage).
- La configuration C2 est la plus favorable à la diminution du nombre de cycles car le volume de stockage est important.

- La configuration C3 se situe entre les deux autres : ce résultat est logique étant donné que le volume de stockage cumulé (160 + 400 L au maximum) est inférieur à la configuration C2 (750 L par défaut). Toutefois, dans cette configuration le volume de stockage joue un rôle primordial (jusqu'à un facteur 1 à 3).

2.4.4 Pertes de stockage

Fort logiquement, le volume de stockage est le paramètre le plus influent sur les pertes de stockage (Figure 5.61), les configurations disposant du stockage le moins volumineux sont donc avantagées. On peut noter que la configuration C3 avec des stockages de 160 L + 400 L présente des pertes aussi importantes que la C2 - 750 L malgré un volume équivalent inférieur. Cela est dû à la séparation en deux ballons, entraînant une surface déperditive plus élevée à volume égal.

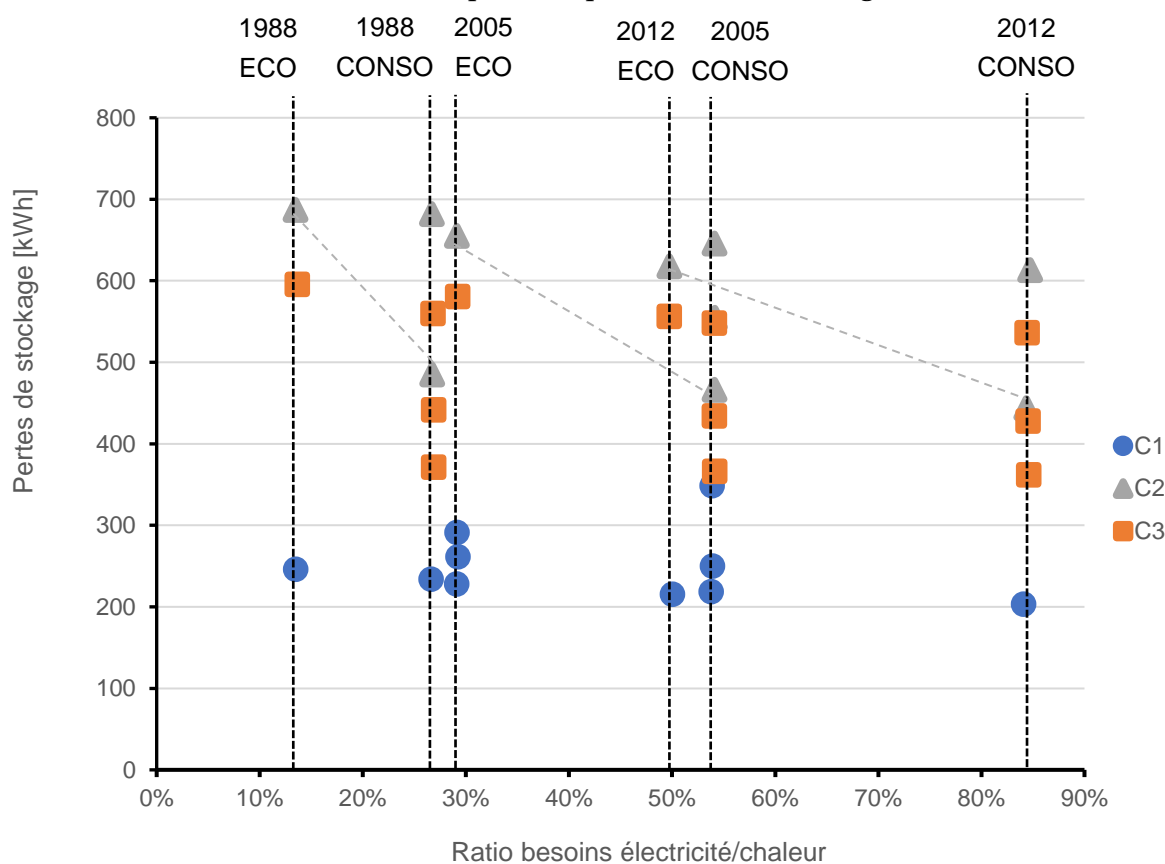


Figure 5.61 : Pertes de stockage pour toutes les études réalisées

2.4.5 Utilisation de l'appoint thermique

Les profils de consommateurs « économes » génèrent moins de consommation du brûleur d'appoint que les profils « consommateurs ». Cela s'explique notamment par des puisages ECS plus faibles qui favorisent le « lissage » de la consommation de chaleur. On note en effet que l'appoint est plus fréquemment déclenché les jours froids pour des profils « consommateurs » lors des puisages ECS.

La configuration C2 permet d'éviter le déclenchement presque toute l'année du brûleur d'appoint lorsque les besoins thermiques ECS + chauffage sont inférieurs à 10 MWh, i.e. les bâtiments RT

2005 et 2012 dans notre étude. Cela pourrait ouvrir de nouvelles opportunités pour les constructeurs de **proposer des écogénérateurs moins chers équipés d'un moteur Stirling seul sans appoint pour les logements neufs.**

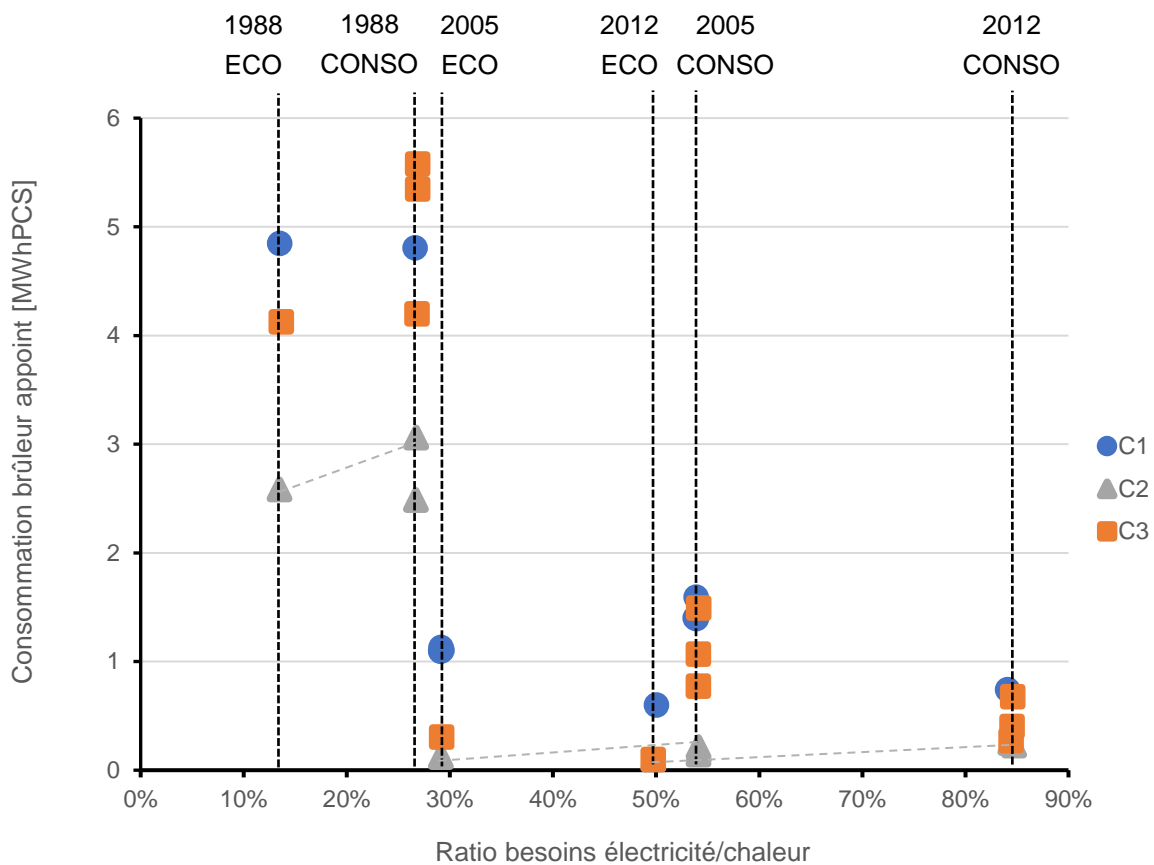


Figure 5.62 : Consommation du brûleur d'appoint pour toutes les études réalisées

2.4.6 Taux d'autoconsommation

On distingue Figure 5.63 deux catégories de résultats avec d'abord **les profils « consommateurs » dont le taux d'autoconsommation est situé en 65 et 70 %** et les **profils « économes » dont le taux d'autoconsommation est entre 43 et 48 %.**

Ici, l'influence du stockage est relativement limitée. Tout juste note-t-on que les configurations à gros volume de stockage chauffage ont des taux d'autoconsommation généralement plus bas que les autres (C2 vs C1 par exemple). Cette dégradation est liée au déphasage introduit entre les besoins thermiques et électriques lorsque le volume de stockage thermique augmente. Lorsque les besoins thermiques sont faibles, le déphasage introduit a plus d'impact et l'écart de résultat selon le volume augmente.

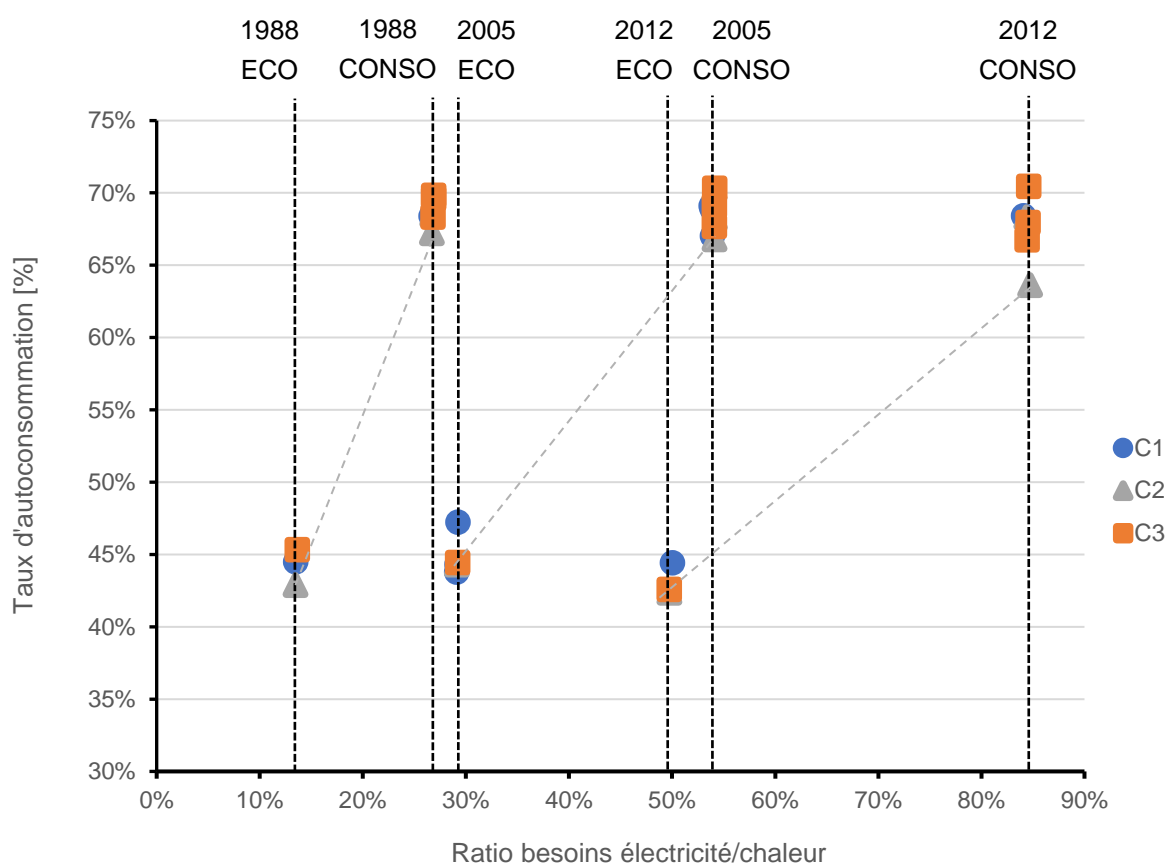


Figure 5.63 : Taux d'autoconsommation électrique pour toutes les études réalisées

2.4.7 Economies d'exploitation générées

L'électricité non autoconsommée peut être exportée vers le réseau à titre gratuit dans un schéma d'autoconsommation ou bien valorisée à hauteur du tarif bleu HT. Nous n'avons pas tenu compte du tarif d'achat C16 pour ce type d'installation individuelle (démarches administratives complexes).

On applique les tarifs en vigueur au 31/10/2016 concernant l'électricité et le gaz (Figure 5.12). L'électricité achetée par le logement correspond à un abonnement EDF tarif bleu 6 kVA et le gaz à un abonnement B1. L'électricité revendue en surplus au réseau électrique se fait à hauteur du tarif bleu HT. Aucun abonnement supplémentaire pour l'export n'est intégré dans ce calcul.

Composante	Coût
Tarif achat bleu TTC (électricité)	0,1449 €/kWh
Tarif revente bleu HT (électricité)	0,0887 €/kWh
Tarif achat B1 gaz	0,0466 €/kWh PCS
Abonnement électrique	96,50 €
Abonnement gaz	237,84 €

Tableau 5.12 : Prix des énergies

Initialement, le prix d'un système d'un écogénérateur à moteur Stirling a été annoncé à environ **7000 € non posé** et déduction du crédit d'impôt comprise. Un rapide calcul permet d'estimer à **30 ans le temps nécessaire pour rentabiliser le système** dans le meilleur des cas étudié ici

(bâtiment 1988 – profil « consommateur », configuration C2, Figure 5.64) et ce, sans hypothèse de hausse du coût de l'énergie. Si les prix de l'électricité et du gaz augmentent respectivement de 3 % et 1 % / an alors on obtient une augmentation du gain d'exploitation d'environ 1,9 % / an, ce qui mène alors un **temps de retour sur investissement de 23 ans**. On peut cependant imaginer que pour des bâtiments dont les besoins sont supérieurs à 20 MWh, il est possible d'atteindre un temps de retour sur investissement plus court. En revanche, il faudra veiller à ce que l'augmentation du besoin thermique sollicite le moteur Stirling et non l'appoint. De plus, les derniers éléments indiquent que le prix actuellement proposé par Viessmann est supérieur à 15 k€ (pose comprise, crédit d'impôt non déduit), ce qui augmenterait la durée nécessaire pour rentabiliser le système au-delà du raisonnable. Economiquement, les cas les plus rentables sont des bâtiments très déperditifs. D'où l'intérêt de rapprocher les points de vue économique et énergétique car la hiérarchie des meilleures solutions n'est pas identique.

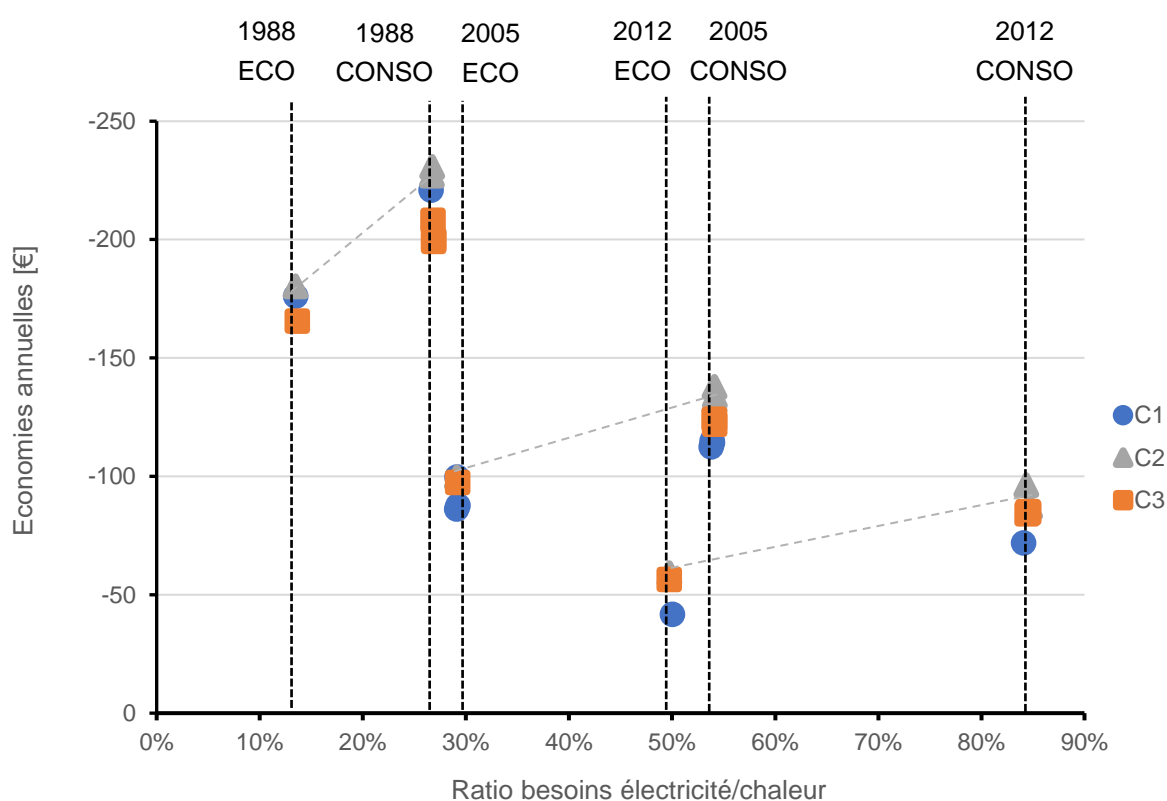


Figure 5.64 : Economies d'exploitation annuelles possibles dans un schéma de revente du surplus au tarif bleu hors taxe pour toutes études réalisées

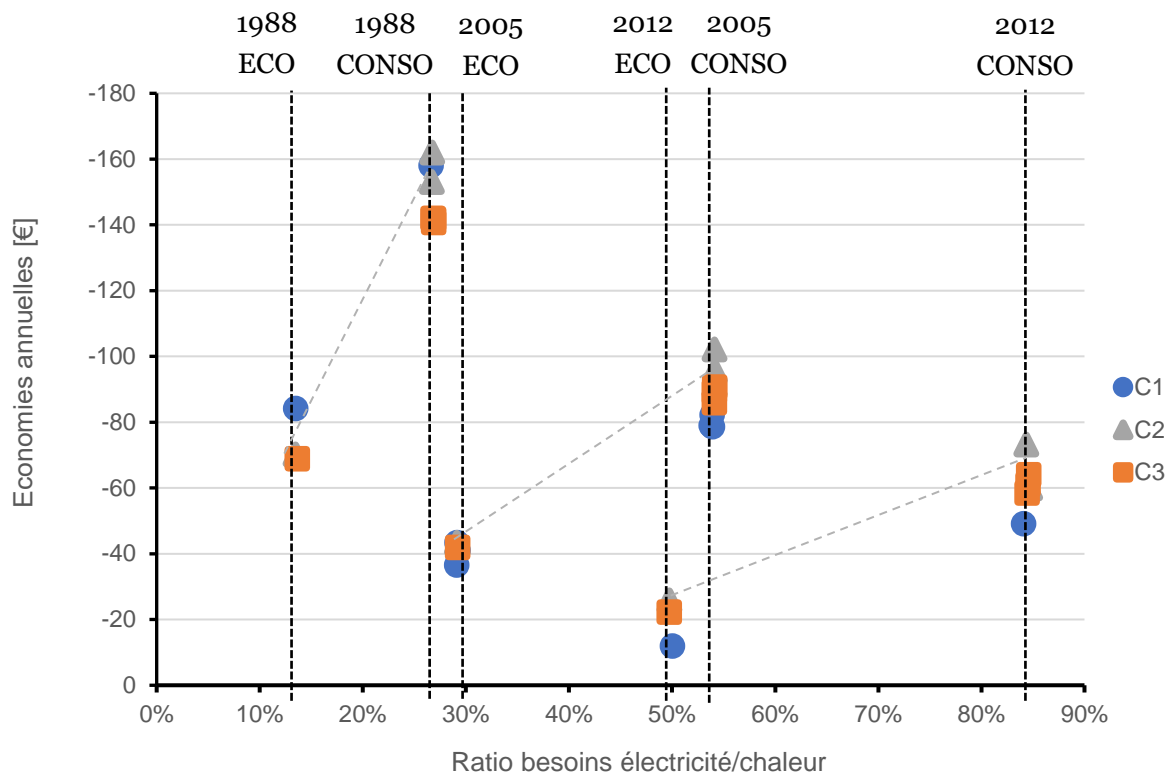


Figure 5.65 : Economies d'exploitation annuelles possibles dans un schéma d'autoconsommation pour toutes les études réalisées

La Figure 5.65 permet d'illustrer les économies d'exploitation réalisées pour les mêmes cas d'étude en se basant uniquement sur l'autoconsommation. Ici, l'électricité exportée n'est donc pas du tout valorisée. Logiquement, l'écart entre les profils « économe » et « consommateur » se creuse étant donnée la différence importante de taux d'autoconsommation.

2.4.8 Récapitulatif du fonctionnement de l'écogénérateur dans deux cas d'études

La Figure 5.66 permet de mettre en perspective les différences observées pour les deux cas extrêmes de besoin de chauffage pour les principaux critères permettant de jauger la pertinence de l'intégration de l'écogénérateur dans une maison individuelle. Les résultats sont présentés ici pour le profil d'occupation « consommateur », C1 – 160 L, C2 – 450 L, C3 – 400 + 160 L.

La configuration C2 permet de minimiser l'utilisation de l'appoint et maximiser l'économie d'énergie primaire relatives pour les deux cas extrêmes, c'est pourquoi elle est recommandée dans chacun de ces cas. Le nombre de cycles ON/OFF est comparable pour les configurations C2 et C3.

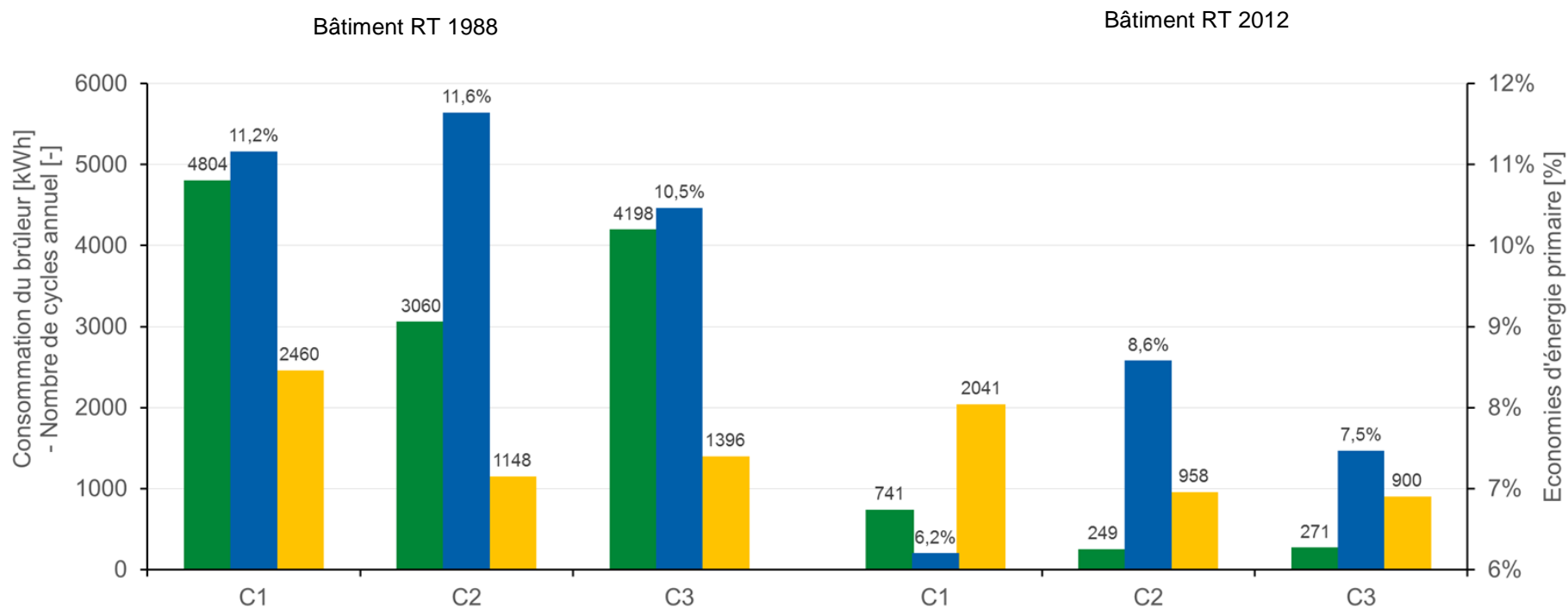


Figure 5.66 : Comparaison des principaux indicateurs pour les deux cas extrêmes de bâtiment avec un profil d'occupants « consommateur »

2.5 Conclusions de l'étude de cas en maison individuelle et Stirling

2.5.1 Synthèse des résultats

La conclusion principale de l'étude d'un écogénérateur Stirling 1 kW_{el} dans un bâtiment individuel est qu'il est préférable de sélectionner des bâtiments dont les besoins thermiques (chauffage + ECS) sont supérieurs à 20 MWh. Ensuite, **pour ce type de bâtiment** en partant du principe que l'on ne peut pas choisir le système en fonction des occupants qui peuvent changer au cours de la durée de vie de l'appareil, on peut affirmer que :

- les économies financières réalisées seront d'autant plus importantes que les consommations d'électricité seront importantes (typiquement une famille nombreuse et/ou très équipée).
- tandis que les économies d'énergie primaire (cette fois en relatif) sont plus importantes pour une famille dont les besoins électriques correspondent à environ 15 % du besoin thermique.

Sur les cas d'études présentés ici, le meilleur temps de retour sur investissement est d'environ 23 ans (sous hypothèses de hausse des coûts des énergies, avec aides) tandis que les économies d'énergie primaire les plus importantes sont d'environ 15 %. Ce temps de retour est supérieur à la durée de vie annoncée par le constructeur (moins de 20 ans).

Le montage que l'on préconisera est le montage C2 qui correspond à l'un des montages exposés dans le programme RAGE (Programme RAGE, 2015) et l'un des montages proposés par Viessmann (Viessmann, 2012). Nous avons montré que la variante C46 de ce montage est la plus performante.

2.5.2 Synthèse méthodologique

L'étude des configurations hydrauliques pour le couplage d'une micro-cogénération à moteur Stirling avec un logement individuel a montré l'impact du choix de la configuration dans les performances saisonnières d'une installation. Dans le processus de conception d'une production avec cogénération, **il faut donc accorder de l'importance au dimensionnement du cogénérateur (partie 1 de ce chapitre) et à son intégration, dont le schéma d'installation (partie 2).**

La plateforme de modélisation développée apporte une dimension supplémentaire qu'il n'est pas possible d'explorer avec un outil simplifié comme celui développé au chapitre 2. Ce dernier représente la situation idéale d'un cogénérateur dont la production électrique et thermique n'est pas dégradée par ses conditions de fonctionnement et où l'appoint est sollicité au strict nécessaire. Pour se rapprocher de cet idéal, il est impératif de respecter des bonnes pratiques telles que celles identifiées dans le présent chapitre voire de recourir à la simulation énergétique dynamique couplée systèmes-bâti. Finalement, la plateforme développée peut être utile aux industriels concepteurs de systèmes afin de préconiser les meilleurs montages possibles et à procéder à des préreglages des régulations sur une installation « bien dimensionnée ».

3 Bilan des résultats et comparaison des outils

Dans le chapitre 2, nous avons montré l'impact du *dimensionnement* du cogénérateur et de la capacité de stockage thermique. Nous avons montré dans le chapitre 5 que le fonctionnement des micro-cogénérateurs est aussi affecté par l'*intégration* de ces derniers : il s'agit des (nombreux) paramètres de conception de l'installation, dont la régulation, et la configuration hydraulique. Le chapitre démontre la pertinence de la plateforme de modélisation pour optimiser à la fois le *dimensionnement* et l'*intégration technique* du cogénérateur dans l'installation de production au sein du bâtiment. Nous avons traité à la fois l'approche par la demande (partie 2), avec l'aide du modèle de cogénérateur générique, et l'approche par l'offre (partie 3).

Dans cette partie, nous revenons d'abord sur l'utilisation des monotones dans le domaine de la cogénération. Ensuite, nous illustrons les résultats des études de cas menées durant la thèse à l'aide des monotones annuelles de besoins et de production thermiques pour synthétiser nos conclusions. Cela sera l'occasion de mettre en lumière les avantages et limites de cette représentation, souvent utilisée. Enfin, nous analyserons les forces et faibles des deux outils de modélisation/simulation développés dans la thèse et dégagerons les recommandations d'usages qui nous paraissent les plus pertinentes en fonction des applications.

3.1 Utilisation des monotones en micro-cogénération

La production du micro-cogénérateur et les besoins thermiques du bâtiment peuvent être représentés sous la forme de deux monotones. La monotone est une forme de représentation du besoin ou de la production thermique en nombre d'heures cumulées. La production et les besoins peuvent être calculés à partir de modèles plus ou moins détaillés. Nous avons d'ailleurs utilisé cette représentation au chapitre 2.

Dans le passé, la monotone était directement utilisée en (pré-)conception pour dimensionner la puissance nominale du cogénérateur, estimer son temps de fonctionnement annuel et réaliser une estimation du bilan économique de l'installation. On trouve des exemples de règles de dimensionnement simples dans les guides techniques du facilitateur en cogénérateur de Wallonie (Daoud & Lebbe, 2009) et du Cegibat (COSTIC, 2014), cf. Figure 5.67. À partir d'une estimation des besoins du bâtiment (courbe de gauche), on trace la monotone du bâtiment (appelée « consommation de chaleur »). **Le dimensionnement du cogénérateur consiste à maximiser l'aire du rectangle** (représentant l'énergie produite par le cogénérateur, monotone de production) **sous la monotone du bâtiment**. Cette technique revient à maximiser le taux de couverture des besoins thermiques par la cogénération. Toutefois elle n'indique pas si le fonctionnement du cogénérateur est intermittent ou continu (« en base ») et le bilan économique n'est pas forcément optimisé.

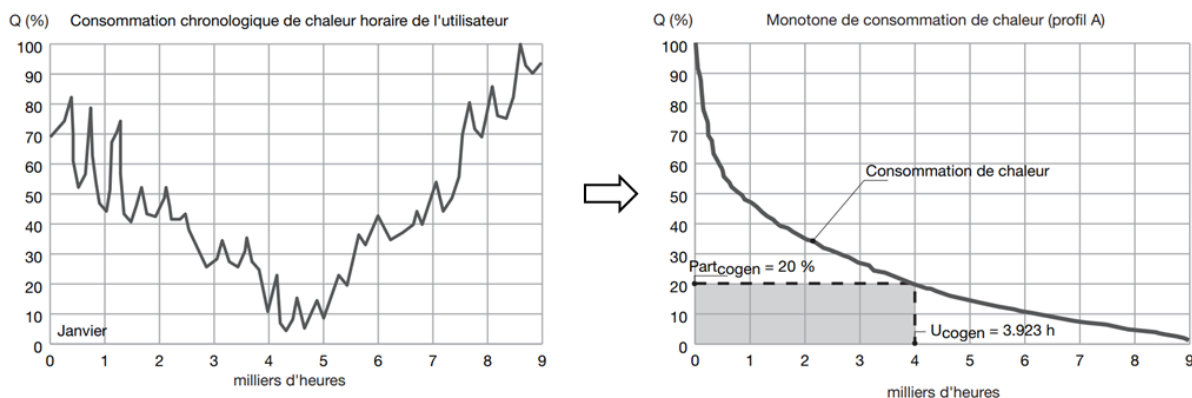


Figure 5.67 : Illustration de la démarche de dimensionnement de « l'aire maximum » proposée par (Daoud & Lebbe, 2009)

L'outil simplifié développé au chapitre 2 est en quelque sorte une version améliorée de cette démarche car il permet de maximiser non pas le taux de couverture thermique mais directement le bilan économique en intégrant le stockage thermique. Il tient aussi compte des variations temporelles des tarifs d'achat et de vente des énergies.

Toutefois, les monotones des besoins et du cogénérateur sont déformées par le fonctionnement réel des systèmes CVC et les régulations comme on va le voir. Ces déformations peuvent être observées par la simulation énergétique dynamique des besoins et des systèmes CVC telle que nous l'avons mise en œuvre dans le chapitre 5.

3.2 Représentation en monotones de besoins et de production thermiques des résultats du chapitre, avantages et limites

Nous proposons pour cela de synthétiser, d'un point de vue qualitatif, les observations faites sur chacun des paramètres de conception et réglage explorés au cours de ce chapitre sous forme de monotones (Figure 5.68). On illustre les déformations que les monotones des besoins thermiques du bâtiment (ECS + chauffage) et de la micro-cogénération subissent dans les différents cas. On représente en bleu la production de la cogénération et en rouge ou vert la dégradation ou l'amélioration subie pour chacun des cas numérotés de 2 à 9. Les pictogrammes suivants sont employés pour indiquer ce qui varie :

- Δt signifie que la durée de fonctionnement de la cogénération est modifiée
- ΔE signifie que l'énergie thermique produite par la cogénération est modifiée

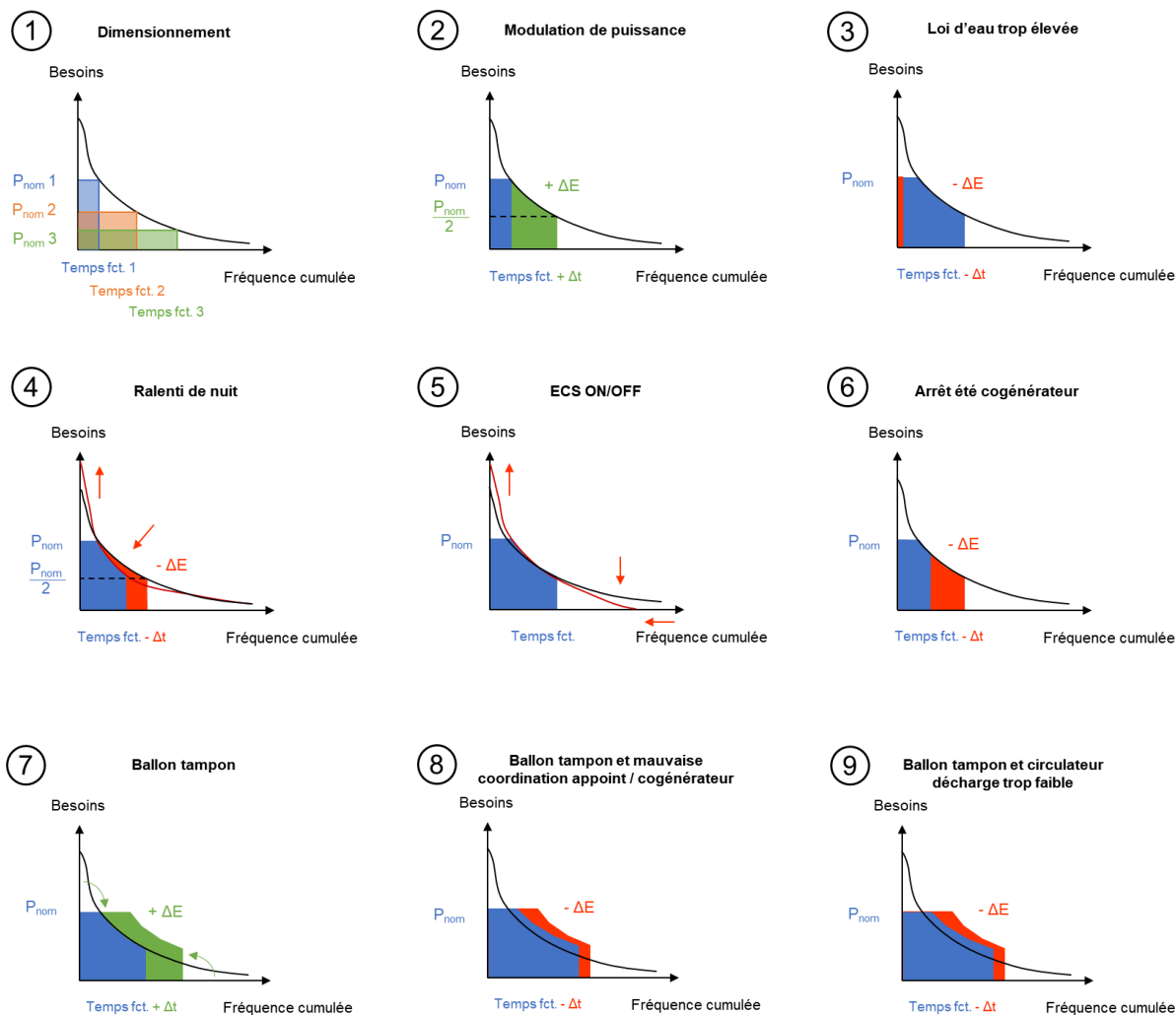


Figure 5.68 : Influence qualitative des paramètres explorés dans le chapitre 5 sur la monotone des besoins et du cogénérateur

Dans l'illustration (1), on trouve une utilisation courante de la monotone. Elle montre que l'impact du dimensionnement de la puissance thermique nominale du micro-cogénérateur sur sa durée de fonctionnement annuelle. Selon la puissance nominale choisie (P_{nom} 1, 2 ou 3), on peut évaluer sa production thermique et électrique annuelle, les gains économiques et en énergie primaire. Ce cas n'intègre pas de stockage thermique (ballon tampon) comme tous ceux jusqu'à l'illustration (7).

Le cas (2) illustre l'apport de la modulation de puissance du cogénérateur. L'illustration montre que la modulation apporte une augmentation du temps de fonctionnement et donc de l'énergie produite. Toutefois, on oublie souvent que la modulation du cogénérateur se fait en pratique sur la température du ballon tampon et non directement selon les besoins thermiques du bâtiment (qui ne sont pas « mesurables »). En pratique, la monotone du cogénérateur ne peut pas suivre parfaitement celle des besoins.

Le cas (3) est plus original, il illustre les résultats que nous avons montré à la fin de la partie 1.3.4. Si la loi d'eau de chauffage est trop élevée, la température de retour peut dépasser le seuil de sécurité de la cogénération ou, dans certains cas, la température du ballon est insuffisante même à son maximum par rapport à la loi d'eau et bloque la pompe de décharge. Ces conditions particulières peuvent entraîner des arrêts de la cogénération les jours les plus froids de l'année, ce qui est paradoxal avec les résultats attendus. Ces exemples justifient d'autant plus la simulation fine des températures dans l'installation.

Le cas (4) illustre une déformation des besoins due aux réduits de nuit : ceux-ci diminuent l'aire sous la courbe du bâtiment (diminution du besoin) et augmentent en contrepartie la puissance maximale requise pour les relances matinales. Les réduits peuvent entraîner une diminution de la production et du temps de fonctionnement de la cogénération au profit de celui de l'appoint par rapport à une situation à consigne constante. C'est pourquoi il est primordial pour les concepteurs d'installation de bien anticiper la présence d'un réduit dans un bâtiment concerné par l'implantation d'une micro-cogénération (stockage tampon plus important...).

Le cas (5) illustre les limites de la représentation du fonctionnement à l'aide de la monotone. Comme expliqué dans la première partie du chapitre, lorsque la pompe de charge du ballon ECS fonctionne en tout-ou-rien, elle entraîne une baisse du rendement thermique et une augmentation du recours à l'appoint thermique en rendant les appels de puissance du ballon ECS moins lisses. Il est très difficile de quantifier l'influence de ce phénomène sur la monotone sans simulation des systèmes CVC. L'installation de production ECS mérite une attention particulière par sa capacité à déformer la monotone des besoins.

Le cas (6) montre l'impact d'un arrêt estival du micro-cogénérateur. L'arrêt estival peut être décidé par exemple en fonction des dates de « l'hiver gazier » indiquées par le contrat de revente C16 (31/03 au 1/11). Dans ce cas, l'arrêt du cogénérateur en été représente une perte sèche de production en mi-saison voire en été (pour satisfaire les besoins ECS) qui pourrait être couverte par le cogénérateur. Toutefois, malgré un temps de fonctionnement amputé, il faut aussi tenir compte de la valorisation économique de l'énergie électrique produite par le cogénérateur en été, celle-ci pouvant être faible (cas du surplus non-autoconsommé en tarif C16 : environ 30 €/MWh). Par contre, le seul tracé « à la main » de la monotone du cogénérateur ne donne pas d'indication sur la répartition des heures de fonctionnement entre été et hiver. L'aspect temporel est l'une des limites de la monotone. Comme on l'a vu dans la première partie du chapitre 5, les écarts de rentabilité ne sont pas toujours très marqués entre un fonctionnement continu ou uniquement hivernal ; un calcul précis permet de trancher entre les deux options.

Le cas (7) illustre l'apport d'un ballon tampon au primaire, le ballon apporte un surcroît de puissance lorsqu'il se décharge alors que le cogénérateur fonctionne. Il permet aussi de répondre aux besoins les plus faibles en mi-saison, éventuellement inférieures au seuil minimal de modulation du cogénérateur et aux besoins élevés et/ou intermittents (ECS, relance...) pour augmenter sa durée de fonctionnement et son taux de couverture thermique.

Toujours en présence d'un ballon tampon, le cas (8) représente une situation dans laquelle la cogénération et l'appoint sont mal coordonnés ; cela signifie que l'appoint n'est pas utilisé au strict nécessaire mais produit une partie de l'énergie que le cogénérateur devrait normalement pouvoir assurer. Les raisons peuvent être multiples : mauvais choix du cycle d'hystérésis cogénérateur/appoint, température de retour trop élevée pour la cogénération due à un sur-débit primaire provoqué par le circulateur de l'appoint... Ces dégradations du fonctionnement du cogénérateur sont difficiles à quantifier sans simulation énergétique dynamique couplée tenant compte de la régulation.

Le dernier cas (9) est l'illustration d'un débit de décharge du ballon tampon du cogénérateur trop faible. Dans ce cas, le stockage tampon est sous-mobilisable par rapport à l'appoint thermique ce qui diminue la durée de fonctionnement du cogénérateur par rapport à l'appoint même si le cogénérateur est en théorie capable de répondre aux besoins.

Nous avons montré les avantages et limites de la représentation des besoins et de la production thermiques par la monotone de chaleur. La simulation à l'aide de la plateforme de modélisation permet de quantifier la déformation des besoins thermiques par l'installation pour mieux représenter la consommation de chaleur « vue par les systèmes de production ».

3.3 Comparaison des outils de modélisation pour le dimensionnement et l'intégration

Cette partie propose de comparer les outils de modélisation des cogénérateurs utilisés dans la thèse avec d'un côté l'outil simplifié (pas de temps horaire et modélisation statique simplifiée, chapitre 2) et de l'autre l'outil détaillé (pas de temps variable, modélisation dynamique détaillée, chapitre 4/5).

Nous avons tenu à utiliser dans la mesure du possible des bâtiments similaires entre la partie 2.3.1 du chapitre 2 et la partie 1 du chapitre 5 pour pouvoir comparer les résultats obtenus avec chacun des outils développés. Il s'agit dans les deux cas d'un immeuble de 28 logements consommant chacun 2,9 MWh/an d'électricité et requérant au total une production thermique, chauffage et ECS, de 137 MWh/an (déduction faite des apports thermiques internes, des pertes thermiques récupérées de la boucle de distribution ECS etc...). Les besoins thermiques ont des cycles jour/nuit comparables liés à l'usage résidentiel du bâtiment. Quant aux besoins électriques, ils sont issus du même outil (Smart-E). Toutefois les profils de puissance sont sensiblement différents, ne serait-ce que par le pas de temps employé et l'utilisation de profils « types » pour les besoins thermiques dans le cas de l'outil simplifié.

Une autre différence se situe au niveau de la simulation des systèmes qui impacte la monotone de besoins thermiques.

- Dans l'outil simplifié, le cogénérateur et l'appoint répondent « parfaitement » en cascade, heure par heure, à des « paquets d'énergie » thermique agrégeant besoins de chauffage et ECS sans connaissance de la régulation terminale. Le stockage ECS est aussi agrégé dans ces besoins. Nous avons quand même intégré un stockage thermique tampon entre le cogénérateur et les besoins thermiques qui permet d'introduire une variable dynamique découplant partiellement besoins et production comme dans l'installation réelle.
- Dans l'outil détaillé, la simulation des systèmes et de la régulation couplée à celle de l'enveloppe crée un lien étroit entre les deux si bien qu'il est difficile de calculer la monotone des besoins thermiques indépendamment des systèmes installés. Par exemple, dans la partie 1 du chapitre 5, la température intérieure pendant le réduit de nuit (qui influe sur les déperditions) n'est contrôlée qu'indirectement par l'abaissement de la loi d'eau et du ΔP du circulateur. Le besoin d'eau chaude sanitaire est aussi lissé par la présence d'un ballon de stockage ECS de plus ou moins grande capacité chargé à l'aide d'un circulateur pouvant fonctionner en tout-ou-rien ou en proportionnel, régulé selon la température de l'eau stockée (liée aux puisages). La monotone des besoins thermiques peut être calculée en amont ou en aval des systèmes d'émission/distribution de chaleur.

Il existe un décalage entre une simulation simplifiée et détaillée, plus « réaliste ». Ce décalage dépend de l'installation : son dimensionnement et l'intégration que l'on réalise du micro-cogénérateur. De plus, nous avons vu qu'il existe des interactions entre les problématiques *intégration* et *dimensionnement* puisque nous avons montré qu'une configuration hydraulique pouvait offrir des performances plus ou moins satisfaisantes selon le dimensionnement de la micro-cogénération. Par exemple, la configuration hydraulique C1 équipant le moteur Stirling de 1 kW_{el} fonctionne correctement dans les bâtiments peu isolés mais mal dans les bâtiments neufs (surdimensionnement du Stirling), cf. Figure 5.58. Le recours à la simulation énergétique dynamique couplée systèmes-bâti est utile pour quantifier ces phénomènes.

La comparaison quantitative entre les résultats fournis par les deux outils sont présentés dans la première partie du Tableau 5.13. L'outil détaillé est supposé être la référence. Le mode de valorisation de l'électricité du contrat C16 retenu est le mode Eté+Hiv/Collectif dans lequel le cogénérateur peut fonctionner toute l'année (cf. partie 1.3.1). L'électricité est en priorité autoconsommée sur l'intégralité des consommations électriques de l'immeuble (services généraux + logements) et le reste exporté vers le réseau, vendu au tarif C16 dont le montant varie selon la période de l'année, le taux d'autoconsommation et le rendement du cogénérateur.

En premier lieu, on note que le dimensionnement optimal du micro-cogénérateur selon les deux méthodes est relativement proche : 10 et 15 kW_{el} (en précisant que le pas est de 5 kW_{el}). Selon l'arrondi opéré par le concepteur en fonction des unités disponibles dans les catalogues des constructeurs, le cogénérateur sélectionné peut être le même. Les bilans économiques en coût global à 15 ans des deux outils sont cohérents entre eux. **En revanche, les gains économiques sont nettement amoindris dans la simulation détaillée.** Les différences s'expliquent vraisemblablement par la représentation plus réaliste des conditions de fonctionnement du

cogénérateur dans l’outil détaillé qui conditionne les rendements saisonniers et les productions d’énergie des systèmes, inférieurs dans l’outil détaillé.

Ensuite, sur les rendements comme sur les autres indicateurs de fonctionnement, l’outil simplifié est « optimiste » avec une surestimation de 1400 h (+33 %) du temps de fonctionnement et une sous-estimation du nombre de cycles au minimum de 70 %. La comparaison des taux de charge moyens en fonctionnement montre que le cogénérateur est quasiment toujours à pleine puissance dans la simulation détaillée (taux de charge moyen de 94 %) alors que le cogénérateur module fréquemment dans l’outil simplifié (77 %). Au final, en « équivalent pleine charge » (durée de fonctionnement multipliée par le taux de charge moyen en fonctionnement), l’outil simplifié surestime toujours d’environ 10 % le temps de fonctionnement du cogénérateur. Tous ces écarts sont liés et explicables par les différences entre la modélisation du stockage tampon, la simplification des régulations, l’utilisation d’un pas de temps horaire, les profils de besoin, etc...

Les variations des indicateurs précédents selon la capacité du stockage thermique sont très nettement sous-estimées (et même inversés) par l’outil simplifié. En effet, dans le cas d’une simulation simplifiée – horaire – le cogénérateur démarre pour une durée minimale d’une heure, cela limite le nombre de démarrage/arrêt même si le ballon est petit. Le stockage thermique est aussi parfaitement exploité entre sa borne basse et haute. En revanche, avec la simulation à pas de temps variable le cogénérateur peut démarrer plusieurs fois par heure (dans la limite de l’anti court-cycle de 5 min) si le ballon est de petite taille et se décharge vite. Si le ballon est très stratifié, le cogénérateur peut aussi s’arrêter avant que ballon ne soit complètement chargé. Ces comportements sont plus représentatifs du fonctionnement d’une installation réelle. La représentation de l’aspect fréquentiel est la principale limite d’un outil statique horaire simplifié, comme souligné par (Blervaque, 2014).

En ce qui concerne les productions thermiques et électriques, on note une surestimation de 14 % de la production électrique par l’outil simplifié qui s’explique notamment par la plus grande durée de fonctionnement. Celle-ci est aussi entraînée par l’absence d’utilisation de l’appoint pour tous les cogénérateurs de plus de 15 kW_{el} à cause de la régulation « parfaite » de la cascade et du lissage des pointes de puissance. Dans l’outil détaillé, l’appoint reste nécessaire. On mettra donc en garde les concepteurs sur le dimensionnement de l’appoint par des méthodes horaires statiques simplifiées qui pourraient conduire à sous-estimer son rôle. Enfin, l’écart sur le taux d’autoconsommation électrique est relativement important, notamment du fait des profils électriques moyennés sur l’heure dans l’outil simplifié : la surestimation de cet indicateur est typique du pas de temps horaire (Hawkes & Leach, 2004).

Outil	Simplifié	Détaillé
Comparaison quantitative des résultats sur le cas d'étude immeuble collectif 28 logements		
Rendement saisonnier cogénérateur	Nominal	→ Électrique proche du nominal → Thermique < 6 à 20 % (relatif) au nominal
Dimensionnement optimal économique	15 kW _{el}	10 kW _{el}
Dimensionnement stockage thermique optimal économique	½ h de fonctionnement soit à 15 kW _{el} : ≈ 3000 L (si ΔT utile = 5 K)	≥ 4000 L
Taux autoconsommation (collective) (15 kW _{el})	73 %	62 %
Production électrique annuelle (15 kW _{el})	66 MWh	58 MWh
Taux de couverture thermique maximal	100 % à partir de 15 kW _{el}	→ 85 à 90 % à 15 kW _{el} → au mieux 95 % à 30 kW _{el}
Nombre de cycles annuel à 15 kW _{el}	Stockage ¼ h : 1100 / 1 h : 1800	1000 L : 7300 / 4000 L : 2600
Temps de fonctionnement annuel (15 kW _{el})	5600 h	4200 h
Taux de charge en fonctionnement annuel (15 kW _{el})	77 %	94 %
CGA à 15 ans (15 kW _{el})	Référence : 435 k€ / CHP : 401 k€	Référence : 429 k€ / CHP : 417 k€
Gains en énergie primaire	23 % à 15 kW _{el} / 28 % à 35 kW _{el}	20 % à 15 kW _{el} / 24 % à 35 kW _{el}
Usage pratique		
Coût de modélisation (récolte et saisie)	Facilement accessible (quelques minutes)	Caractéristiques du matériel et de l'enveloppe, régulation... (plusieurs jours)
Temps de calcul (une année de simulation)	Instantané	20 min
Pré-dimensionner le cogénérateur en conception	Assez proche de l'outil détaillé	+ précis mais trop long
Établir des préconisations d'intégration (constructeur)	Ne représente pas l'hydraulique et régulation	Tests virtuels de schémas hydrauliques possibles
Support aux essais terrain	À titre de comparaison	Optimisation de l'intégration et analyse des résultats

Pas adapté

Peu adapté

Adapté

Tableau 5.13 : Comparaison des résultats des outils sur le cas d'étude immeuble collectif / MCI et synthèse des usages des différents outils de modélisation de la cogénération

Grâce à ces comparaisons quantitatives et aux éléments qualitatifs développés tout au long de cette thèse, on peut qualifier l'adaptation de chacun des outils à différentes utilisations.

3.4 Usage pratique des outils

3.4.1 Outils de dimensionnement en conception

Le *dimensionnement* du cogénérateur et de son stockage pour minimiser le coût global est réalisé de manière approchée mais satisfaisante et bien plus rapide par l'outil simplifié. Il requiert aussi des informations plus accessibles eu égard aux contraintes opérationnelles des bureaux d'étude. Sous contrainte de respect d'un certain nombre de bonnes pratiques d'*intégration* du cogénérateur, ce dimensionnement pourrait être considéré satisfaisant par le concepteur. Dans le cadre d'opérations à enjeux, l'outil détaillé peut apporter de précieuses informations pour prévoir de manière plus rigoureuse le fonctionnement du cogénérateur et identifier des contraintes spécifiques au projet.

3.4.2 Etablissement de règles de bonnes pratiques d'intégration

Dans les études de cas que nous avons traitées, nous avons découvert ou confirmé des règles de bonnes pratiques d'*intégration* concernant la régulation et le schéma hydraulique à mettre en œuvre. Ces règles « sur étagère » peuvent être adoptées durant les études en conception pour améliorer les performances saisonnières des micro-cogénérateurs. La modélisation dynamique détaillée permet une étude fine des schémas d'installation qui tient compte des dégradations saisonnières de performances, des risques de mise en sécurité pour température d'eau trop élevée ou des risques de cyclage. L'outil détaillé peut selon nous servir aux fabricants de micro-cogénérateurs à établir des préconisations de schémas hydrauliques et de pré réglages adaptés à différentes situations.

3.4.3 Accompagnement d'essais de terrain

Les essais terrains de systèmes innovants tels que les micro-cogénérateurs permettent aux pouvoirs publics et aux industriels de mieux connaître les avantages et limites réels desdits systèmes. Contrairement à des projets standards, les essais-terrains ont généralement un budget dédié à l'ingénierie de conception et au suivi plus conséquents que des projets classiques. Toutefois, il peut être épineux d'extrapoler les performances d'une machine à partir de tests terrain dans quelques bâtiments. Si les performances sont inférieures aux attentes, le cogénérateur est-il responsable ou bien est-ce le fait d'un mauvais *dimensionnement* ou d'une mauvaise *intégration* dans le bâtiment ? En l'absence d'une instrumentation très fine des débits et températures dans les circuits de chauffage et ECS, il sera peu aisé de comprendre l'origine de dysfonctionnements ou de pertes de performances et encore plus difficile d'apporter des solutions. La plateforme de modélisation développée au chapitre 4 permet sur ce point de s'économiser des essais-erreurs longs et coûteux et d'optimiser *a priori* son *intégration* et son *dimensionnement* et/ou d'analyser *a posteriori* les résultats d'un field-test.

4 Bibliographie

ADEME, 2015. Chiffre clés Climat Air Energie 2015. *Rapport, ADEME.*

AICVF, 2004. Eau chaude sanitaire : maîtriser énergie, confort, santé. Recommandation 02-2004 de l'Association des ingénieurs en climatique, ventilation et froid. *Guide technique AICVF, Paris.*

Andlauer, B., 2011. Optimisation systémique de micro-cogénérateurs intégrés au bâtiment. *Thèse de doctorat, Mines ParisTech.*

ATITA, U. -, s.d. *Données Techniques des Produits du Génie Climatique RT 2012.* [En ligne] Available at: <https://techniqueuniclimate.com/public/frontend/> [Accès le 25 08 2017].

Berthou, T., 2013. Développement de modèle de bâtiment pour la prévision de charge de climatisation et l'élaboration de stratégie d'optimisation énergétique et d'effacement. *Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris.*

Berthou, T. et al., 2015. Smart-E : A Tool for Energy Demand Simulation and Optimization at the Urban Scale. *Proceedings of Building Simulation 2015.*

Bézian, J.-J., Barles, P. & François, C., 1997. Les émetteurs de chaleur. *Livre, Presses de l'Ecole des Mines de Paris.*

Blervaque, H., 2014. Règles de modélisation des systèmes énergétiques dans les bâtiments basse consommation. *Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris.*

Bonabe de Rougé, R., 2014. Modélisation de systèmes de chauffages en résidentiel. *Rapport de fin d'études, INSA Strasbourg.*

Bouvenot, J.-B., 2015. Etudes par voies expérimentales et numériques de solutions de micro cogénération couplés aux bâtiments d'habitation. *Thèse de doctorat, INSA Strasbourg.*

Bouvenot, J.-B. et al., 2014. Gas Stirling engine micro CHP boiler experimental data driven model for building energy simulation. *Energy and Buildings*, Volume 84, pp. 117-131.

COSTIC, 2014. Micro et mini cogénération à moteur à combustion interne fonctionnant au gaz naturel. *Livre, Cegibat.*

COSTIC, 2016. Les besoins d'eau chaude sanitaire en habitat individuel et collectif. *Guide Technique, ADEME.*

CSTB, 2001. *Intertie thermique des logements et confort d'été - étude de sensibilité*, s.l.: CIMBéton.

Daoud, I. & Lebbe, Y., 2009. Guide cogénération pour les maîtres d'ouvrage - Comment estimer la pertinence d'une installation de cogénération. *Guide Technique*.

EnerTech, 2001. Diagnostic électrique de 359 logements à Montreuil. *Rapport, EnerTech*.

Hawkes, A. & Leach, M., 2004. Impacts of temporal precision in optimisation modelling of micro-Combined Heat and Power. *Energy*, 30(10), p. 1759.

ICEDD, 2014. Réussir l'intégration de l'hydraulique et de la régulation d'une cogénération dans une chaufferie. *Service Public de Wallonie et Bruxelles Environnement, Namur*.

INSEE, 2013. Enquête logement. *Base de données INSEE*.

Kelly, J., Clarke, J. A., Ferguson, A. & Burt, G., 2008. Developing and testing a generic micro-combined heat and power model for simulations of dwellings and highly distributed power systems. *Proceedings of IMechE 2008 - Journal of Power and Energy*, Volume 222, pp. 685 - 695.

Plessis, G., Kaemmerlen, A. & Lindsay, A., 2014. BuildSysPro: a Modelica library for modelling buildings and energy systems. *Lund*.

Programme RAGE, 2014. Guide Installation Eau Chaude Sanitaire. *Guide technique, Règle de l'Art Grenelle Environnement 2012*.

Programme RAGE, 2015. Guide Chaudière à micro-cogénération à moteur Stirling fonctionnant au gaz naturel en habitat individuel - conception et dimensionnement. *Guide technique, AQC*.

Rahhal, C., 2006. Conception d'une pompe à chaleur air/eau à haute efficacité énergétique pour la réhabilitation d'installations de chauffage existantes. *Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris*.

SPOT, E., 2016. *EPEX SPOT opère avec succès la première enchère du marché de capacité français*. [En ligne]

Available at: https://www.epexspot.com/fr/presse/communiquede-presse/detail/press/EPEX_SPOT_op_re_avec_succ_s_la_premi_re_ench_re_du_march_de_c apacit_fran_ais

[Accès le 05 09 2017].

Viessmann, 2012. Notice de montage et de maintenance Vitotwin 300-W. *Notice technique, Viessmann*.

Viessmann, 2014. Ballons d'eau chaude sanitaire VITOCCELL. *Notice technique*.

Viessmann, s.d. Chaudières fioul à condensation. *Notice pour l'étude, Viessmann*.

Conclusions et perspectives

Conclusions

L'objectif de cette thèse est de développer des outils méthodologiques pour accompagner le développement de la micro-cogénération dans les bâtiments résidentiels et tertiaires. Ces outils facilitent le choix des appareils les plus adaptés, leur dimensionnement et leur intégration technique aux bâtiments.

Nous avons dans le premier chapitre rappelé le contexte dans lequel s'inscrit la micro-cogénération et son rôle dans le système d'approvisionnement énergétique. Cette technologie de production décentralisée et pilotable d'électricité est un bon complément au développement des énergies renouvelables. Toutefois, son coût d'investissement et une certaine complexité de mise en œuvre freinent son développement sur le terrain dès la conception des installations. Plusieurs technologies sont commercialisées (moteurs Stirling et à combustion interne, micro-turbine, piles à combustible...) avec des caractéristiques différentes, ce qui complique leur appropriation par les acteurs opérationnels. Le postulat est que la simulation énergétique de ces systèmes peut aider à améliorer la conception et à évaluer la rentabilité économique des installations et les gains énergétiques. Nous avons réalisé un état de l'Art des outils et modèles de simulation énergétique de micro-cogénérateurs. Il nous a conduit à sélectionner une approche de simulation annuelle à pas de temps infra-horaire adaptée à l'étude de l'intégration des systèmes aux bâtiments et au calcul précis des performances saisonnières. La littérature sur la simulation des micro-cogénérateurs dans les bâtiments est riche mais lacunaire sur certains points : nous avons décidé d'approfondir plus spécifiquement la **régulation** des systèmes, les **schémas d'installation hydraulique**, le **dimensionnement** du cogénérateur et du **stockage d'énergie** selon les besoins du bâtiment. D'un point de vue méthodologique, les verrous portent sur le niveau de modélisation adapté pour approfondir ces questions.

Dans le deuxième chapitre, nous avons formulé **quatre objectifs** à traiter dans la thèse :

- d'une part **dimensionner** le système de micro-cogénération par rapport au bâtiment à partir de :
 - **(1)** la puissance nominale ;
 - **(2)** des ratios électricité/chaleur optimaux ;
- d'autre part **l'intégrer** au mieux dans le bâtiment par le choix des :
 - **(3)** stockages d'énergie ;
 - **(4)** des schémas d'installation et de gestion appropriés.

Nous avons distingué **deux approches** pour traiter ces objectifs : **par l'offre** d'une part (la plus courante) et **par la demande** d'autre part. L'étude par l'offre est adoptée par les fabricants et par la communauté scientifique car les quelques unités de micro-cogénération disponibles sont bien connues et documentées. L'approche par la demande est naturellement employée en conception pour le dimensionnement des systèmes ; elle nécessite de pouvoir choisir parmi une gamme d'appareils. Le développement d'un outil de simulation simplifié à pas de temps horaire permet les deux approches. Grâce à une étude paramétrique, nous avons ainsi identifié les **couples**

optimaux cogénérateurs/bâtiments, au moins d'un point de vue économique et montré l'existence :

- d'un dimensionnement optimal du cogénérateur (partie 2.3.1.) et du ballon de stockage (partie 2.3.2),
- d'un ratio E/C optimal des besoins du bâtiment pour une cogénération donnée (partie 2.3.3).

Toutefois nous avons relevé des limites à un tel outil dues à la simplicité de la modélisation des besoins, des systèmes et des cogénérateurs. En outre, il ne peut traiter l'objectif (4), ce qui nous conduit à développer des modèles plus détaillés et dynamiques.

Nous commençons dans le chapitre 3 par **développer des modèles de deux micro-cogénérateurs** de technologie différente. Prenant le modèle semi-empirique dynamique de (Bouvenot, et al., 2014) comme base, nous l'avons élargi à d'autres technologies : **moteurs à combustion interne** « à condensation » et **micro-turbines**. La calibration des paramètres empiriques des modèles est rendue possible par des séries d'essais que nous avons exploitées, menées et/ou conçues durant la thèse (Tableau 3.13). Les modèles obtenus représentent de manière très satisfaisante le fonctionnement des cogénérateurs étudiés. Les campagnes expérimentales ont permis de mieux comprendre le fonctionnement de chaque technologie et à affiner un modèle semi-empirique : il tient désormais compte de la température d'air comburant (partie 3.3.1 et Annexe 2), de la modulation et des démarrages à chaud (partie 3.3.2). Les essais sont toutefois coûteux et la calibration fastidieuse pour des gains de précision parfois discutables.

Ce déploiement d'efforts, utile pour affiner l'offre, est mal adapté pour réaliser des études paramétriques d'adaptation à la demande. D'où l'idée de développer un modèle à la fois plus simple (en ne retenant que l'essentiel des phénomènes) et plus générique. Cette démarche est entreprise au chapitre 4 avec la construction d'une plateforme de modélisation des installations de micro-cogénération intégrées aux bâtiments.

La **plateforme de modélisation en langage Modelica**, présentée au chapitre 4, s'appuie sur des **bibliothèques existantes** (Wetter, et al., 2014) (Plessis, et al., 2014). Elle est **complétée de modèles et assemblages originaux, dont ceux du chapitre 3**, pour représenter l'enveloppe des bâtiments, l'installation hydraulique avec le cogénérateur, la régulation et l'occupation. La comparaison quantitative de résultats de simulation de la plateforme avec plusieurs études de cas numériques et expérimentales de la littérature pour des moteurs Stirling (partie 3) est probante. La grande majorité des écarts en bilan en énergie sont proches de 5 %. La plateforme est enrichie d'une version du **modèle de micro-cogénérateur générique** assortie de **paramètres par défaut**. Ce modèle tient compte des performances stationnaires en régime non-nominal et instationnaires de **5 technologies** (dont 2 types de piles à combustible) pour une gamme de puissances nominales de 1 à 50 kW_{el}. Le tableau 4.10 synthétise les observations issues des essais traités quant aux transitoires de démarrage et le tableau 4.11 les résultats de l'analyse des performances de chaque technologie en fonction du taux de charge, de la température d'eau et de la température d'air. Le

modèle générique permet de réaliser des études de bonne adaptation à la demande par des études paramétriques.

Deux études de cas présentées au chapitre 5 illustrent les potentialités de la plateforme. Toutes deux comportent une **analyse de sensibilité** au mode d'intégration du micro-cogénérateur (choix de la configuration hydraulique, capacité des stockages, régulations...). Le niveau de détail apporté à la plateforme de modélisation permet de mettre en lumière des écarts de performance sensibles. On observe des différences significatives sur les productions d'énergie, les durées de fonctionnement et nombres de cycles, les temps de retour sur investissement, la sollicitation de l'appoint thermique, les rendements saisonniers... Aussi, nous avons listé quelques règles de bonnes pratiques à destination des concepteurs dans les deux études de cas.

- Dans l'étude de l'immeuble collectif, le dimensionnement optimal correspond à une puissance inférieure au tiers du besoin maximal et permet de couvrir plus de 80 % des besoins thermiques annuels du bâtiment. Les mauvais réglages (loi d'eau par exemple) ou défauts de conception hydraulique ont des répercussions sur la production du cogénérateur et le nombre de cycles (partie 1.2.2).
- Dans l'étude d'un bâtiment individuel selon différents niveaux d'isolation, on recommande la configuration hydraulique avec un ballon de stockage combiné pour l'ECS et le chauffage et incluant deux sondes pour utiliser une loi d'eau (partie 2.3). On préconise un volume de stockage optimal de 450 L.

D'un point de vue méthodologique, la comparaison de la plateforme de modélisation détaillée et de l'outil simplifié sur un même cas d'étude (Tableau 5.13) met en lumière les avantages et limites des deux outils. **L'utilisation d'un outil simplifié est adaptée au pré-dimensionnement** d'un micro-cogénérateur : informations disponibles sur le bâtiment, temps de saisie... Globalement, l'outil simplifié semble plus « optimiste » sur les prévisions de fonctionnement du micro-cogénérateur. **La plateforme détaillée est particulièrement adaptée à la mise au point du schéma d'installation (hydraulique et régulation) réalisable en amont de manière standardisée par les fabricants.**

On notera que l'intégration hydraulique d'une micro-turbine a également fait l'objet d'une étude spécifique avec cette plateforme dans le cadre de la conception d'une installation destinée au suivi de la cogénération dans un immeuble mixte (logement/tertiaire). Cette étude, non présentée dans la thèse, a été réalisée avec succès en partenariat avec le maître d'ouvrage, le bureau d'étude et le CRIGEN.

L'emploi du modèle générique a quant à lui permis **de dimensionner par étude paramétrique la puissance nominale optimale d'un micro-cogénérateur MCI** pour assurer le chauffage et la production ECS dans un immeuble collectif.

Les économies d'énergie primaire d'un immeuble de logement équipé d'un moteur à combustion interne par rapport à une chaudière à condensation sont de l'ordre de 20 % dans un scénario prenant en compte le contexte économique actuel (investissement et tarifs des énergies) : temps de

retour sur investissement de 8 ans. En maison individuelle, le moteur Stirling conduit à des gains en énergie primaire inférieurs à 15 % avec des temps de retour supérieurs à 20 ans.

A partir de nos résultats, nous concluons que les moteurs à combustion interne constituent aujourd'hui la technologie la plus favorable économiquement en raison de sa maturité et ses performances pour atteindre des économies d'énergie primaire substantielles. A l'heure actuelle, les rendements électriques légèrement supérieurs des piles à combustible ne compensent pas le surcoût d'investissement et les rendements globaux un peu faibles. La progression de la technologie doit se faire sur la réduction du coût d'investissement, l'amélioration du rendement global, l'amélioration de la durabilité des cœurs de pile (durée de vie, résistance au cyclage) et l'élargissement de la gamme disponible. Par ailleurs, les micro-turbines souffrent de rendements globaux nettement plus faibles que les autres cogénérations. Seule une amélioration des matériaux subissant les hautes températures de fonctionnement pourra permettre d'améliorer le rendement électrique et d'abaisser l'excès d'air afin d'améliorer le rendement thermique. Pour finir, les moteurs Stirling en micro-cogénération présentent encore des rendements électriques faibles et peu de nouveaux produits arrivent sur le marché.

Contributions

Les principales contributions de la thèse sont résumées dans ce paragraphe :

- Mise en exergue des limites d'une approche de modélisation simplifiée.
- Mise en évidence de l'impact sur les performances saisonnières de l'intégration technique du cogénérateur, c.-à-d. de la configuration hydraulique et de la régulation.
- Identification des facteurs d'influence (températures, modulation) sur chaque technologie traitée.
- Développement d'un modèle générique de micro-cogénérateur pour plusieurs technologies avec un paramétrage par défaut décrivant les performances stationnaires non-nominales et instationnaires.
- Comparaison des technologies de micro-cogénération : le moteur à combustion interne apparaît aujourd'hui comme le meilleur compromis technico-économique en résidentiel collectif.

Perspectives

A l'aune de ces conclusions, plusieurs prolongements des travaux pourraient être pertinents. D'abord, au niveau de la **validation de la plateforme de modélisation** Modelica, deux actions peuvent être entreprises :

- D'abord, une validation du modèle générique de micro-cogénérateurs par rapport à des données d'essais serait intéressante pour estimer les écarts entre le paramétrage par défaut et différentes unités représentatives de toute la gamme de puissance.
- Ensuite, nous n'avons pas pu mener de comparaison entre une simulation et des données expérimentales d'un bâtiment instrumenté de manière exhaustive (température et débits

dans les productions et distributions de chauffage et ECS...) avec des mesures infra-horaires sur une année ainsi qu'une description précise des systèmes installés et de leur régulation. Elle permettrait de simuler au plus près chaque composant pour valider les interactions entre systèmes (appoint et stockage notamment) et avec l'enveloppe. On pourrait vérifier que notre représentation de la régulation est suffisante pour obtenir une prévision réaliste des cycles et temps de fonctionnement de chaque appareil.

On peut par ailleurs s'interroger sur le niveau adéquat de couplage de la modélisation des besoins et des systèmes. Par rapport aux travaux de (Bouvenot, 2015), nous avons ajouté une modélisation couplée des systèmes CVC et de l'enveloppe en tenant compte de la distribution hydraulique et de l'émission ainsi que la régulation terminale. Ce couplage augmente le temps de modélisation et de simulation mais permet de tenir compte de l'impact des instationnarités sur la température d'eau dans toute l'installation ; laquelle impacte le confort rendu et les performances du micro-cogénérateur. Nous pouvons aussi modéliser des configurations hydrauliques complexes. En revanche, il resterait à déterminer à combien s'élèvent les écarts de résultats avec une modélisation plus simple dans divers cas d'étude.

Nous avons élargi le champ d'étude aux immeubles de logements collectifs (chapitre 5) et aux bâtiments de bureaux (annexe 5), des typologies peu traitées dans la littérature. **Les outils développés permettront aussi d'étudier d'autres marchés que ceux traités dans la thèse.** Les établissements de santé ou les hôtels, dont les besoins de chaleur et d'électricité sont élevés, peuvent constituer des environnements favorables à l'implantation d'une micro-cogénération. Il faudra avant tout modéliser les besoins de ces bâtiments, ils peuvent notamment présenter différents modes d'émissions en chauffage et modes de production d'eau chaude sanitaire. Dans une même perspective, **on pourra s'intéresser à l'utilisation d'autres technologies de micro-cogénération** que celles traitées dans les études de cas.

Dans le prolongement de cette idée, la plateforme de modélisation pourrait être employée pour simuler des études paramétriques afin de fournir des règles de dimensionnement systématiques pour les professionnels. Cette approche permettrait d'éviter les écueils d'outils simplifiés, *a priori* plus adaptés au pré-dimensionnement, en conservant la finesse de représentation propre à la plateforme détaillée. Les obstacles de cette démarche sont la combinatoire (types de bâtiment, occupation, cogénérateurs, stockage, régulation, configuration hydraulique...) et donc le temps nécessaire à la modélisation des combinaisons.

Plus loin encore, nous pensons que la modélisation des micro-cogénérateurs à **l'échelle de quartiers** disposant, par exemple, de moyens de productions renouvelables intermittents serait pertinente. Nous nous sommes régulièrement interrogés sur l'adéquation entre le dimensionnement optimal économique à l'échelle du bâtiment (chapitre 5, partie 1) et le dimensionnement optimal en tenant compte du système électrique, plus large (du quartier à l'échelle nationale). Le surdimensionnement d'un micro-cogénérateur permet d'obtenir un gradient thermique de production locale électrique plus marqué (Figure 5.31) qui contribue à

réduire le gradient thermique de demande à l'échelle nationale. Toutefois, un surdimensionnement n'est pas économiquement rentable dans les conditions actuelles.

Toujours dans l'optique d'intégrer les micro-cogénérateurs aux systèmes électriques locaux et nationaux, on souhaiterait approfondir l'usage de signaux (tarifaires, commande) extérieurs au bâtiment pour mobiliser la production électrique du cogénérateur à des périodes clés. Ce type d'usage pourrait modifier la conception locale des installations. **La plateforme de modélisation des systèmes énergétiques à l'échelle des quartiers (PowerDis) développée par Efficacity pourra profiter de ces travaux de thèse et permettre d'approfondir ces questions.**

Table des annexes

Table des annexes.....	I
A1 Annexes du chapitre 3 : détails de la modélisation des phases de démarrage et arrêts du moteur Stirling	II
A1.1 Démarrage.....	II
A1.1.1 Puissance combustible	II
A1.1.2 Puissance thermique	III
A1.1.3 Puissance électrique brute	III
A1.2 Refroidissement	III
A1.2.1 Puissance combustible	IV
A1.2.2 Puissance thermique	IV
A1.2.3 Puissance électrique brute	IV
A2 Annexes du chapitre 3 : modélisation des performances de la micro-cogénération à température d'air comburant variable	VI
A2.1 Construction d'un modèle physique simplifié du cycle Brayton régénératif MTT.....	VI
A2.2 Calibration du modèle physique à l'aide d'un essai en température d'air entrant variable	XI
A2.3 Simulations paramétriques du modèle physique.....	XV
A2.4 Etablissement et calibration de lois simplifiées pour le modèle semi-empirique.....	XXI
A3 Annexes du chapitre 4.....	XXIII
A3.1 Script de comparaison des résultats du moteur Stirling sur des journées types	XXIII
A3.2 Influence des hypothèses sur les résultats	XXIII
A4 Annexes du chapitre 5 : présentation du cas d'étude MCI en immeuble collectif	XXV
A4.1 Caractéristiques du bâtiment.....	XXV
A4.2 Usages	XXV
A4.2.1 Electricité spécifique	XXV
A4.2.2 Eclairage.....	XXVI
A4.2.3 Consommation électrique des parties communes	XXVII
A4.2.4 Eau chaude sanitaire	XXVII
A5 Annexe du chapitre 5 : analyses de sensibilité complémentaires, étude de cas Stirling en maison individuelle	XXIX
A5.1 Modification du délai avant déclenchement de l'appoint	XXIX
A5.2 Suppression du réduit de jour en inoccupation	XXX
A6 Communication à la conférence Building Simulation 2017.....	XXXII

A1 Annexes du chapitre 3 : détails de la modélisation des phases de démarrage et arrêts du moteur Stirling

A1.1 Démarrage

Dans le cas du moteur Stirling, le chronogramme de démarrage (Figure A1.1) illustre les trois étapes successives du démarrage :

- Démarrage immédiat de la consommation de combustible (considérée constante)
- Démarrage de la production de chaleur après une temporisation Δt_{start}^Q
- Démarrage de la production électrique après une temporisation Δt_{start}^P

De plus, à partir du moment où la machine démarre t_{start} la consommation électrique des auxiliaires est activée et considérée constante.

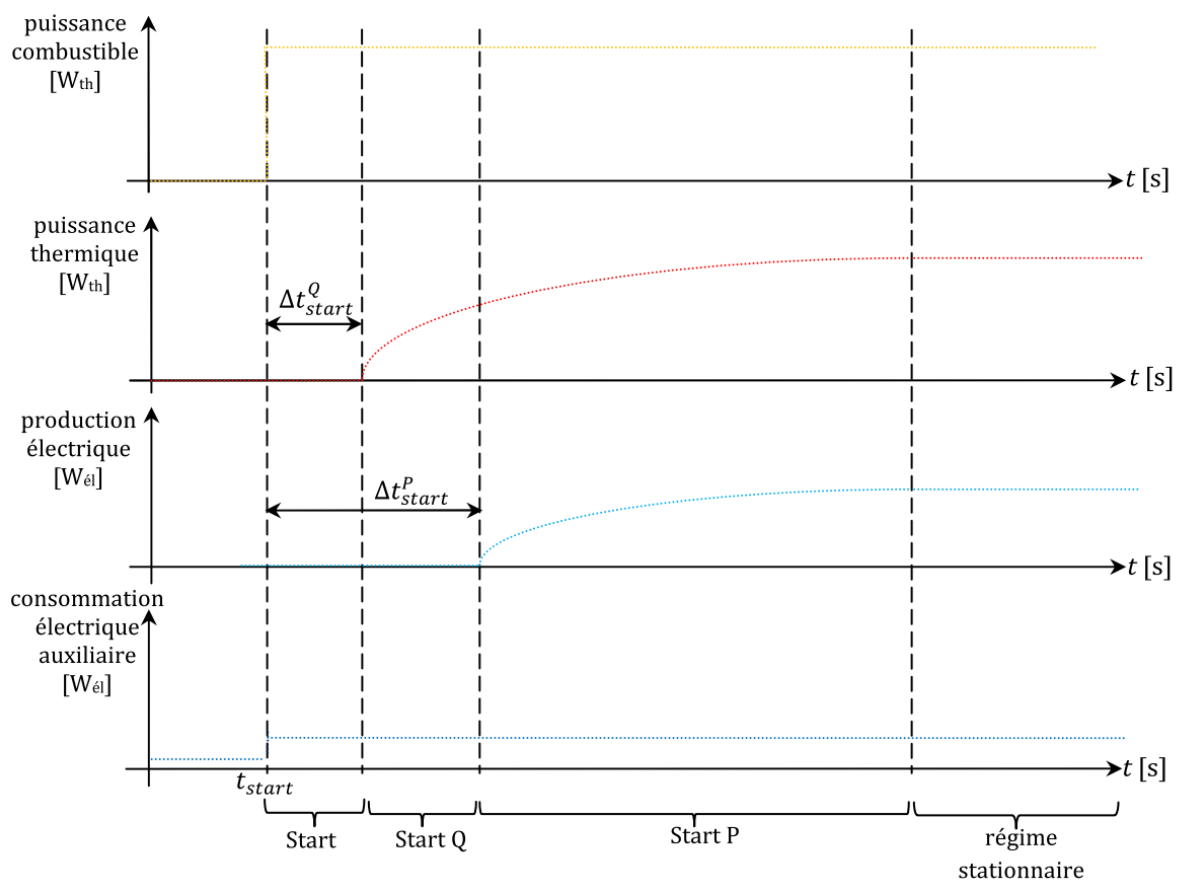


Figure A1.1 : Chronogramme du démarrage du modèle de moteur Stirling (Bouvenot, 2015)

A1.1.1 Puissance combustible

La puissance combustible au démarrage est égale à la puissance combustible nominale.

A1.1.2 Puissance thermique

L'augmentation progressive de la puissance thermique produite suit une loi exponentielle durant le démarrage (équation A1.1). Cette loi correspond à la montée en température progressive du moteur Stirling que l'on assimile à un système du premier ordre.

$$\dot{Q}_{HX} = \begin{cases} 0 & \text{if } t < t_{start} + \Delta t_{start}^Q \\ \dot{Q}_{HX}^{nom} \left(1 - e^{-\frac{t - (t_{start} + \Delta t_{start}^Q)}{\tau_{start}^Q}} \right) & \text{if } t \geq t_{start} + \Delta t_{start}^Q \end{cases} \quad (\text{A1.1})$$

A1.1.3 Puissance électrique brute

La puissance électrique démarre en dernière et suit, elle aussi, une évolution exponentielle (équation A1.2). Elle commence lorsque le moteur (plus précisément la tête) est suffisamment chaud (170 °C) pour se synchroniser avec le réseau électrique à 50 Hz. Son évolution exponentielle rappelle que la production électrique dépend de la différence de température entre sources chaudes et froides, la première montant progressivement en température lors du démarrage.

$$P_{gross} = \begin{cases} 0 & \text{if } t < t_{start} + \Delta t_{start}^P \\ P_{gross}^{nom} \left(1 - e^{-\frac{t - (t_{start} + \Delta t_{start}^P)}{\tau_{start}^P}} \right) & \text{if } t \geq t_{start} + \Delta t_{start}^P \end{cases} \quad (\text{A1.2})$$

A1.2 Refroidissement

La phase de refroidissement commence lorsque l'arrêt de la machine est demandé et précède la phase d'arrêt (celle-ci étant la phase d'attente avant le prochain redémarrage). La Figure A1.2 illustre le séquençage du refroidissement dans le modèle.

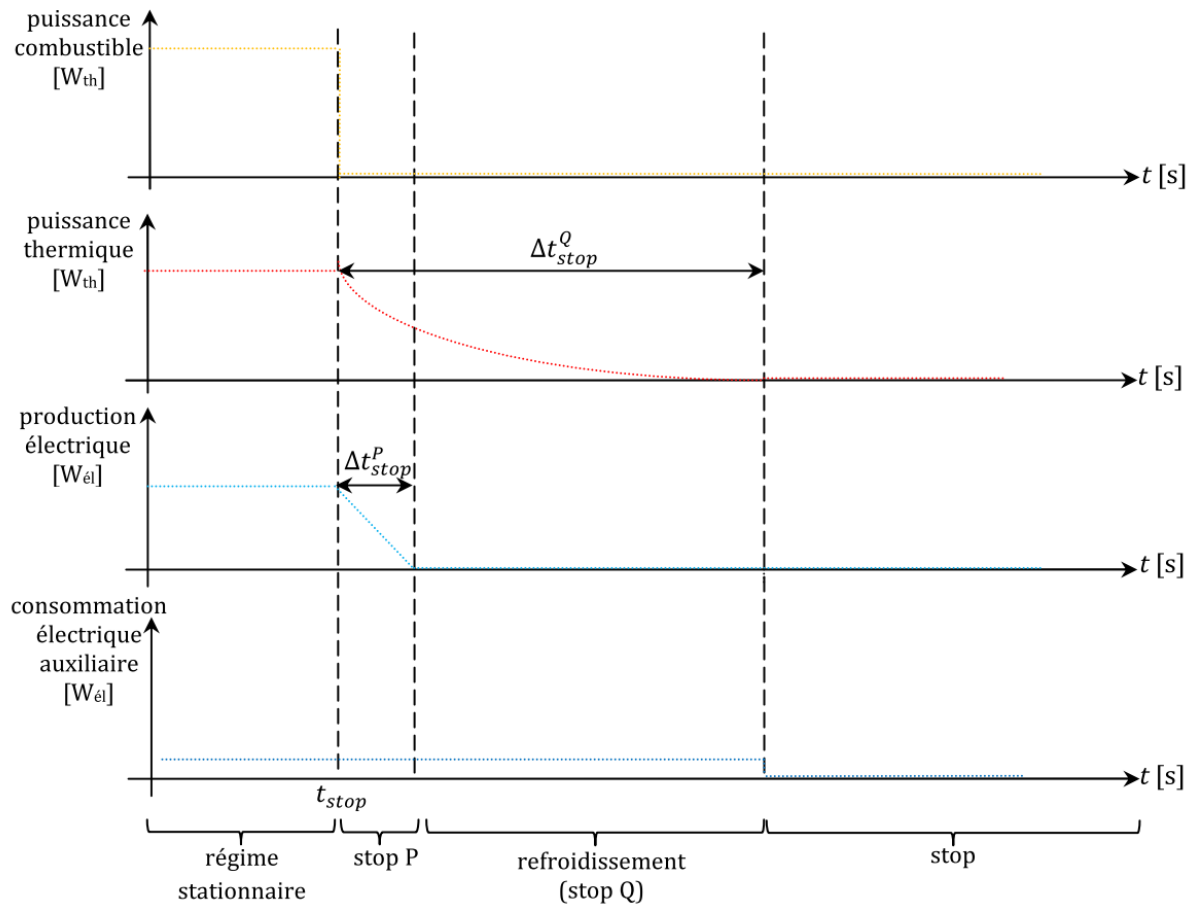


Figure A1.2 : Chronogramme du refroidissement du modèle de moteur Stirling (Bouvenot, 2015)

A1.2.1 Puissance combustible

La consommation de combustible est immédiatement stoppée lors du refroidissement.

A1.2.2 Puissance thermique

L'évolution de la puissance thermique du moteur est modélisée selon une décroissance exponentielle (équation A1.3), le moteur est toujours assimilé à un système de premier ordre thermiquement. La durée pendant laquelle cette loi est valable est notée Δt_{stop}^Q .

$$\dot{Q}_{HX} = \begin{cases} 0 & \text{if } t > t_{stop} + \Delta t_{stop}^Q \\ \dot{Q}_{HX}^{nom} \cdot e^{-\frac{t-t_{stop}}{\tau_{stop}^Q}} & \text{if } t \leq t_{stop} + \Delta t_{stop}^Q \end{cases} \quad (A1.3)$$

A1.2.3 Puissance électrique brute

En revanche l'évolution de la production électrique en refroidissement ne suit pas une loi exponentielle : les essais réalisés sur la machine ont montré une décroissance linéaire de la puissance produite pendant un temps Δt_{stop}^P à partir de la coupure de l'alimentation en combustible. Cette évolution correspond à la décélération du moteur après l'arrêt de l'alimentation.

Durant toute la durée du refroidissement, la consommation des auxiliaires est maintenue constante étant donné que le système de ventilation refroidit la tête du moteur.

A2 Annexes du chapitre 3 : modélisation des performances de la micro-cogénération à température d'air comburant variable

Cette annexe présente de manière détaillée les travaux de modélisation de la micro-cogénération à micro-turbine gaz pour déterminer l'influence de la température d'air comburant sur les performances. Une introduction est donnée dans le corps du chapitre 3 (partie 3.3).

A2.1 Construction d'un modèle physique simplifié du cycle Brayton régénératif MTT

Un modèle physique de turbine gaz reposant sur le cycle de Brayton régénératif a été réalisé, il s'agit d'une modélisation sous forme de blocs-composants (compresseur, chambre de combustion, échangeurs, turbine, ...) assemblés dans l'environnement Dymola. La bibliothèque de composants ayant servi de base pour ce travail a été développée dans le cadre du cours de Systèmes Energétiques de Mines ParisTech (Rivière & Tran, 2016). Elle comprend des modèles simples de la plupart des composants classiquement utilisés dans les systèmes de production d'énergie. Une bibliothèque de modèles de fluides de travail est également disponible afin de calculer les transformations thermodynamiques du fluide circulant dans les composants.

On présente Figure A2.1 une vue Dymola du modèle de micro-cogénération réalisé, les principales hypothèses retenues sont détaillées ci-après.

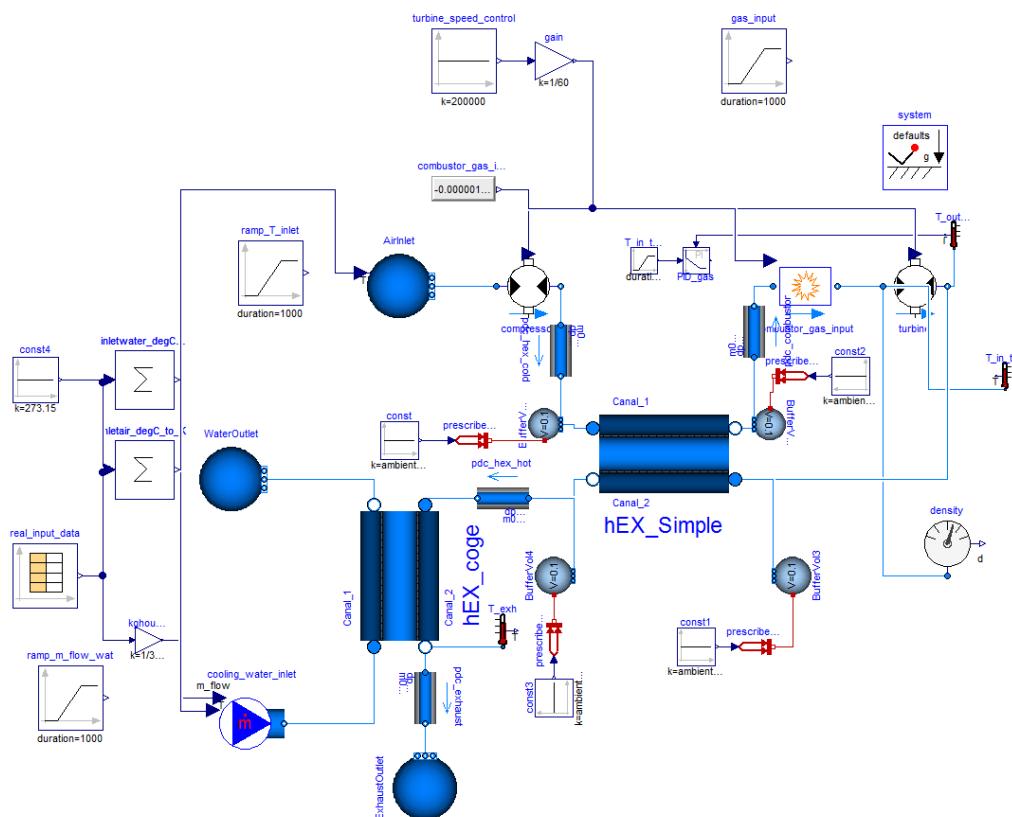


Figure A2.1 : Modèle physique de la micro-cogénération MTT EnerTwin réalisé en Modelica/Dymola

- **Fluide de travail**

Dans le cadre de nos travaux, on assimilera le fluide de travail de la turbine à de l'air sec considéré comme un gaz parfait (valable pour des températures allant de 200 K à 6000 K). Le modèle est basé sur les travaux de la NASA (Sanford & McBride, 1994). Des arguments à la fois scientifiques et numériques justifient l'utilisation d'un modèle d'air sec par les raisons suivantes :

Scientifique :

- L'absence de mesure d'humidité dans l'air comburant et donc de données pour la calibration
- L'absence d'injection de vapeur dans le cycle de la turbine

Numérique :

- Les difficultés rencontrées par les solveurs de Dymola pour initialiser et résoudre numériquement le modèle dès lors qu'il s'agit de fluides trop complexes (notamment l'air humide)

- **Conditions aux limites**

La pression de l'air aux bornes du système (entrée compresseur et sortie de l'échangeur cogénération) est maintenue constante et égale à 1 atm (101 325 Pa), la température d'entrée d'air est imposée sous forme de série temporelle. Cela permet par exemple de reproduire l'évolution de la température d'air refroidi par la chambre climatique durant les essais sur banc.

De manière analogue, le débit et la température de retour d'eau sont imposés sous forme de séries temporelles à l'entrée de l'échangeur de cogénération, cela permet de reproduire le débit et la température d'eau tels qu'obtenus sur le banc du CSTB. En revanche, on ne modélise pas le dispositif de refroidissement d'eau du banc d'essai.

Le débit masse de combustible injecté dans la turbine gaz est aussi considéré comme une condition limite. Contrairement à l'air comburant et l'eau de refroidissement, on n'utilise pas de série temporelle : on introduit une loi de contrôle du débit de gaz naturel dépendant de la température d'air entrant. Cette loi est identifiée à l'aide des essais réalisés au CSTB. Par exemple, à une vitesse de rotation de 200 krpm et une température de retour d'eau de 55 °C, on obtient la loi de la Figure A2.2.

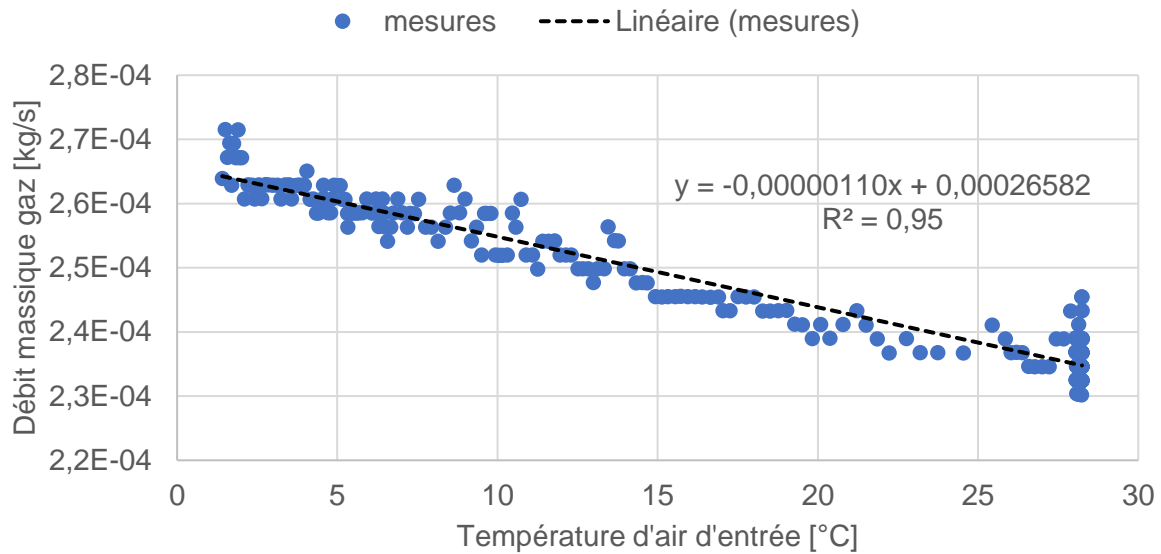


Figure A2.2 : Loi du débit masse de gaz naturel injecté dans la turbine selon la température d'air entrant à 200 krpm

- Caractéristiques de la turbomachine

Le modèle de compresseur/de turbine effectue un bilan énergétique à partir d'un travail externe (positif ou négatif) et des conditions d'entrée du fluide, la compression (ou détente) réelle est calculée à partir d'une transformation isentropique et d'un rendement isentropique indiqué comme paramètre. Un rendement volumétrique est aussi paramétrable, cependant ce rendement n'est généralement pas défini pour les turbomachines (à l'inverse des compresseurs volumétriques pour lesquels il s'agit d'un paramètre usuel). Le débit volume balayé calculé par le modèle dépend des volumes balayés V_s du compresseur et de la turbine dont les valeurs sont inconnues mais calculables.

Les concepteurs de la micro-cogénération ont réalisé une série de prototypes dont ils ont publié les résultats théoriques et expérimentaux. Une preuve de concept (« Mk4 ») de micro-turbine gaz (sans échangeur thermique de cogénération) a été réalisée en 2010 (Visser, et al., 2011), elle est assemblée à l'aide de pièces majoritairement disponibles sur le marché. Les résultats publiés permettent de déduire des informations plus précises sur les technologies et le cycle employés, la puissance électrique disponible à pleine charge, la répartition des pertes, ...

Le facteur d'air donné par les auteurs est d'environ 6-7 (« rapport d'équivalence de 0,13 à 0,15 ») avec le prototype Mk4, un débit d'air d'environ 40 g/s (± 5 g/s) est aussi mentionné (les deux valeurs sont bien sûr cohérentes). Le facteur d'air est relativement élevé par rapport aux turbines classiques (> 100 kW) mais s'explique par l'emploi d'un cycle régénératif et de la taille de la turbine (Visser, et al., 2011). Avec le prototype suivant, Mk5 (Visser, et al., 2012), le débit d'air dépasse 50 g/s à pleine charge.

On a vu précédemment avec les mesures que :

- Le facteur d'air n'est pas constant avec la charge, or la valeur annoncée dans la publication est à pleine charge
- A pleine charge on a mesuré une valeur légèrement supérieure à 8, ce qui reste très cohérent avec la valeur de 7 du prototype Mk4.

Ces informations en régime nominal permettent d'effectuer un prédimensionnement du compresseur et de la turbine. La valeur obtenue servira de valeur d'initialisation au problème de calibration. En effet, les volumes balayés étant inconnus, on cherchera à approcher les valeurs exactes par calibration du modèle physique à partir des données d'essai.

Connaissant la puissance gaz en régime nominal, on peut calculer le débit masse de gaz.

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{P_{fuel}}{PCS} \quad (A2.1)$$

Pour obtenir le débit masse d'air, on considère λ connu (Figure 3.32). En première approximation et modulo la composition du gaz naturel, on peut affirmer que le comburivore V_a est d'environ 10 Nm³(air)/Nm³(gaz). On obtient \dot{V}_{fuel} à partir de la masse volumique du gaz naturel ($\approx 0,67$ aux CNTP) et de l'équation A2.1.

$$\dot{V}_{air}^{stoecho} = V_a \cdot \dot{V}_{fuel} \quad (A2.2)$$

$$\dot{m}_{air}^{stoecho} = \dot{V}_{air}^{stoecho} * \rho_{air} \quad (A2.3)$$

$$\dot{m}_{air}^{reel} = \lambda \cdot \dot{m}_{air}^{stoecho} \quad (A2.4)$$

Le débit masse d'air traversant le compresseur est égal à \dot{m}_{air}^{reel} tandis que le débit masse de fluide (air + produits de combustion) traversant la turbine est égal à $\dot{m}_{air}^{reel} + \dot{m}_{fuel}$.

Les conditions de pression et de température dans le compresseur et la turbine n'étant pas les mêmes, on calcule les débits volumes balayés $\dot{V}_{balayé}$ dans le compresseur et dans la turbine à partir de la masse volumique du fluide aux entrées respectives des deux composants (1,2 kg/m³ pour le compresseur et 0,82 kg/m³ dans la turbine) et du débit masse obtenu précédemment.

Connaissant le débit volume traversant chacun des deux composants, on obtient leur volume balayé V_s qui est caractéristique du compresseur et de la turbine employée.

$$V_s = \frac{\dot{V}_{balayé}}{n} \quad (A2.5)$$

Pour donner un ordre de grandeur, le volume balayé du compresseur calculé est d'environ 1,1 x 10⁻⁵ m³ et celui de la turbine de 1,7 x 10⁻⁵ m³.

Pour vérification nous avons réalisé cet ensemble de calculs à pleine charge ($n = 240$ krpm, $\lambda = 8$, $P_{fuel} = 23,5$ kW) et à charge partielle ($n = 200$ krpm, $\lambda = 10$, $P_{fuel} = 15$ kW) cette comparaison confirme les résultats obtenus.

Lors des simulations du modèle, la vitesse de rotation de la turbine est considérée constante (imposée au compresseur et à la turbine) et égale à la valeur de consigne de l'essai. Le rendement isentropique du compresseur et de la turbine sont obtenus à l'aide des valeurs fournies par (Visser, et al., 2012) suite à une phase d'optimisation des composants de la turbine lors de son développement (compresseur : 0,75 et turbine : 0,7).

- **Caractéristiques des échangeurs de chaleur**

On distingue l'échangeur de chaleur de régénération (*hEX_simple* sur la Figure A2.1) permettant de préchauffer l'air entrant dans la chambre de combustion et l'échangeur de chaleur « cogénération » (*hEX_coge*) destiné à récupérer la chaleur des produits de combustion pour les besoins du bâtiment.

Le modèle d'échangeur utilisé est un modèle DTLM contre-courant, il faut donc paramétrer une valeur de U et A. Puisque l'on ne connaît ni l'un ni l'autre on regroupe ces deux paramètres et l'on décide de laisser à l'algorithme d'optimisation le soin de calibrer ces valeurs.

On dispose en revanche d'une valeur d'efficacité calculée pour l'échangeur récupérateur dans les conditions de fonctionnement nominales. Visser et al. indiquent une valeur de 88 % (Visser, et al., 2012) sans toutefois préciser la température d'air entrant pour laquelle elle est obtenue. On pourra malgré tout comparer qualitativement le résultat après calibration avec cette valeur.

- **Conditions aux limites thermiques**

Les pertes thermiques de la cogénération (hors pertes sensibles et latentes des produits de combustion) sont élevées. (Visser, et al., 2012) détaillent dans leur article le processus d'optimisation du rendement de la cogénération par les concepteurs de la MTT EnerTwin. Ils calculent les pertes à l'aide d'un bilan enthalpique sur la turbine et parviennent à environ 2500 W (à charge nominale). L'analyse de la machine permet d'identifier deux modes d'échange privilégiés entre la cogénération et l'ambiance : les pertes convectives/radiatives à la surface de la carcasse métallique extérieure et les pertes convectives dues au soufflage du ventilateur balayant l'air de l'intérieur de la machine pour le refroidissement des composants électroniques.

Hormis avec une connaissance détaillée des géométries intérieures et extérieures de la machine et des températures de surface des pièces dont l'énergie est dissipée vers l'ambiance, il paraît inenvisageable d'obtenir une estimation physique précise des pertes thermiques. On choisit donc de répartir à différents points du cycle des pertes thermiques « pures » dont la valeur totale est obtenue par un processus de calibration.

- **Pertes électriques**

La puissance mécanique délivrée à l'arbre est transformée en puissance électrique au moyen d'une génératrice et une partie de l'électricité produite est directement autoconsommée au sein de la micro-cogénération pour alimenter les auxiliaires (pompes, ventilateur, écran) et l'électronique de puissance.

La puissance électrique mesurée durant les essais est nette, pour la rendre comparable à la puissance calculée par le modèle, il faut intégrer les pertes électriques. On dispose pour cela de données mesurées ou calculées par les concepteurs de la turbine, on peut décomposer en deux termes les pertes électriques :

- Pertes dépendant de la puissance électrique produite (pertes mécaniques et dans la génératrice)
- Pertes constantes ou approchées constantes (écran, ventilateur, pompe de refroidissement, ...)

La puissance des auxiliaires P_{aux} que l'on considère indépendants de la puissance électrique produite est de 375 W. Les pertes mécaniques et dans la génératrice représentent 10 % environ de la puissance à l'arbre P_{shaft} à pleine charge d'après les estimations réalisées par les concepteurs, on suppose que ce ratio est conservé quelle que soit la puissance produite.

$$P_{el} = \eta * P_{shaft} - P_{aux} \quad (A2.6)$$

A2.2 Calibration du modèle physique à l'aide d'un essai en température d'air entrant variable

- Méthode

On cherche à identifier les paramètres inconnus du modèle physique à partir des essais réalisés au CSTB. Puisqu'il faut quantifier l'impact de la variation de température d'air entrant, l'essai considéré consiste à faire varier progressivement la température d'air entrant sur une plage de 0 à 30 °C en gardant les autres variables (vitesse de rotation, température de retour d'eau) constantes. On présente à l'aide de la Figure A2.3 la méthode de calibration du modèle physique à partir des données d'essai.

Les conditions limites imposées au modèle sont celles présentées précédemment, les paramètres de calibration du modèle sont les coefficients d'échange des échangeurs, les volumes balayés des turbomachines et les pertes thermiques de la turbine gaz.

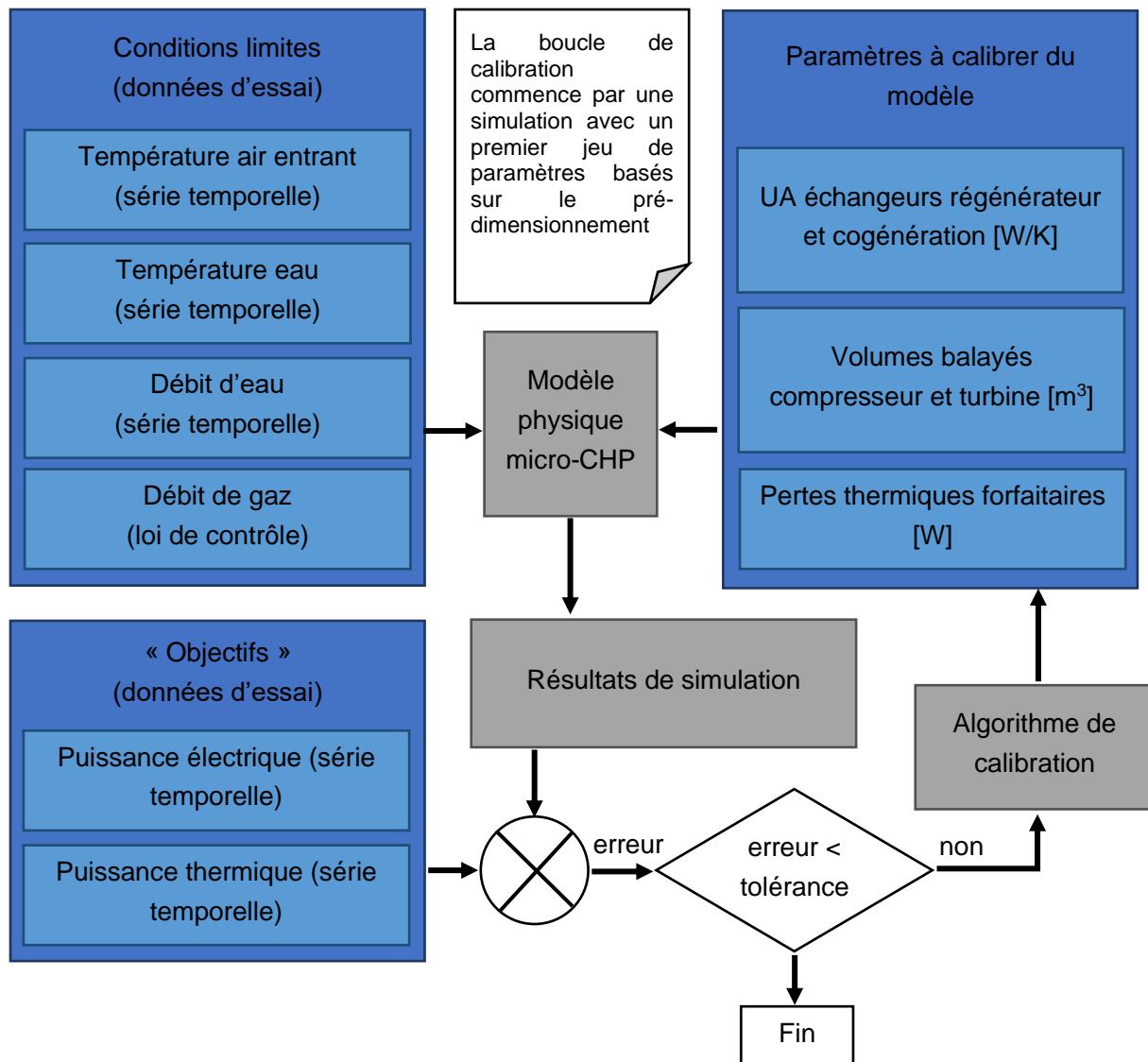


Figure A2.3 : Méthode de calibration du modèle physique à l'aide de données d'essais

N.B. : on calibre uniquement le comportement stationnaire du modèle physique, on négligera l'impact de la température d'air pendant les démarrages (etc...) par souci de simplicité.

Le prédimensionnement expliqué précédemment permet de définir les valeurs d'initialisation des volumes balayés. La valeur des pertes thermiques indicative de 2500 W évoquée précédemment en donne un ordre de grandeur. Enfin, pour obtenir les deux paramètres UA, on effectue une recherche manuelle de valeurs d'initialisation à l'aide de simulations du modèle physique de manière à obtenir des résultats grossièrement corrects (notamment par rapport à l'efficacité annoncée). Ils permettent à l'algorithme de calibration de démarrer.

- Résultats

On rappelle que l'ensemble des résultats ci-après sont obtenus à une vitesse de rotation de 200 krpm et une température de retour d'eau de 55 ± 1 °C.

Les résultats obtenus après calibration sont présentés ici. La puissance thermique produite en fonction de la température d'air entrant est illustrée Figure A2.4, on observe une bonne cohérence visuelle entre le modèle et les données, la tendance observée dans ces dernières est confirmée par le modèle. En revanche, la variation de puissance thermique sur l'ensemble de la plage de température atteint environ 200 W quand l'écart « max-min » sur les mesures est d'environ 400 W.

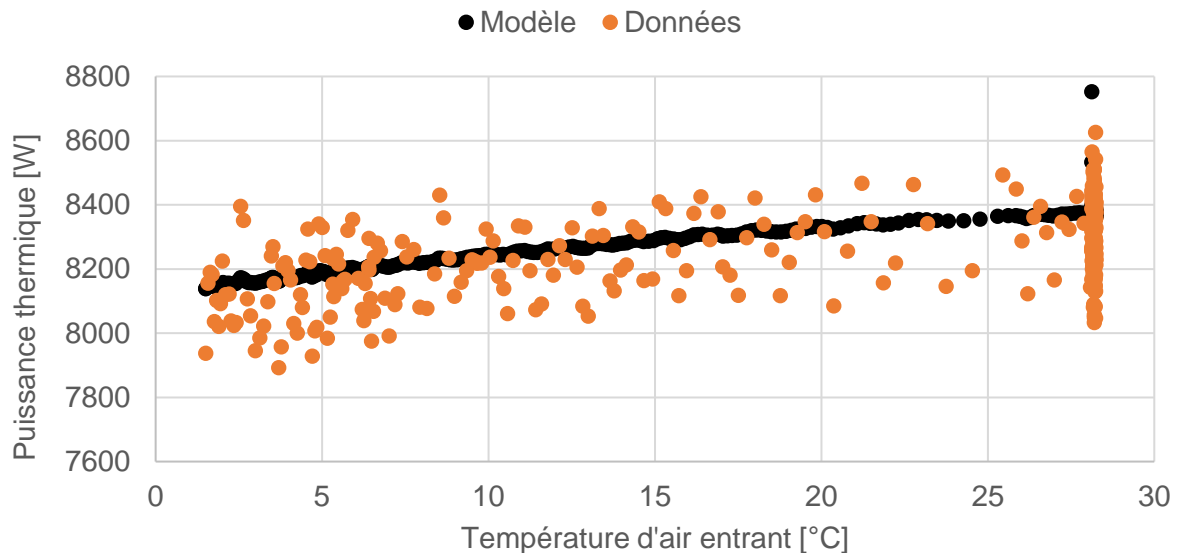


Figure A2.4 : Puissance thermique produite en fonction de la température d'air entrant, modèle physique et essais à 200 krpm

La Figure A2.5 permet de calculer le coefficient de corrélation linéaire entre mesures et modèle, la valeur obtenue est 0,49. Comme attendu, l'écart type des mesures à une température d'air donnée est trop élevé (écart maximal de 400 W) au regard de la variation tendancielle de la puissance selon la température d'air entrant (200 W). En conséquence, on choisira de ne pas tenir compte de la température d'air entrant pour le calcul de la puissance thermique dans la suite de nos travaux.

Le groupe de points (vertical sur la Figure A2.4 et horizontal sur la Figure A2.5) correspond à une période de fonctionnement d'une heure en régime stationnaire à température d'air constante réalisée avant la « descente » en température. Elle met en évidence la dispersion des mesures.

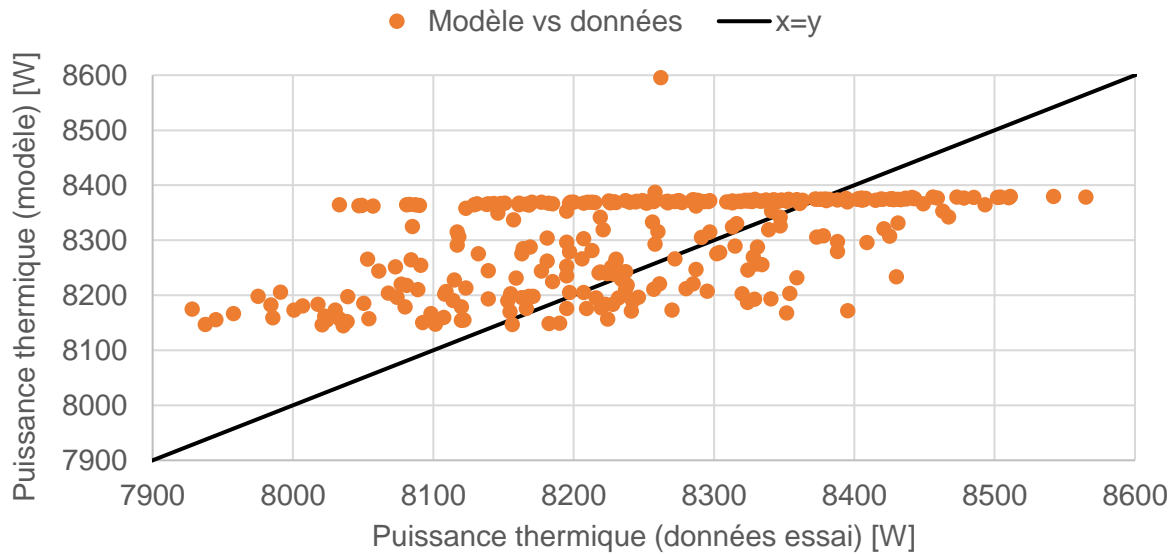


Figure A2.5 : Graphique « $x = y$ » de la puissance thermique produite à 200 krpm

La variation de puissance électrique produite en fonction de la température d'air entrant ne peut être négligée comme montré Figure A2.6 : les résultats de la calibration sont acceptables malgré une pente légèrement différente entre les deux courbes. Le modèle se situe dans le bas du nuage de points à température d'air faible et dans le haut du nuage de point à température élevée. On remarque un comportement très linéaire de la micro-cogénération, cela permettra de conserver des expressions linéaires dans le modèle simplifié.

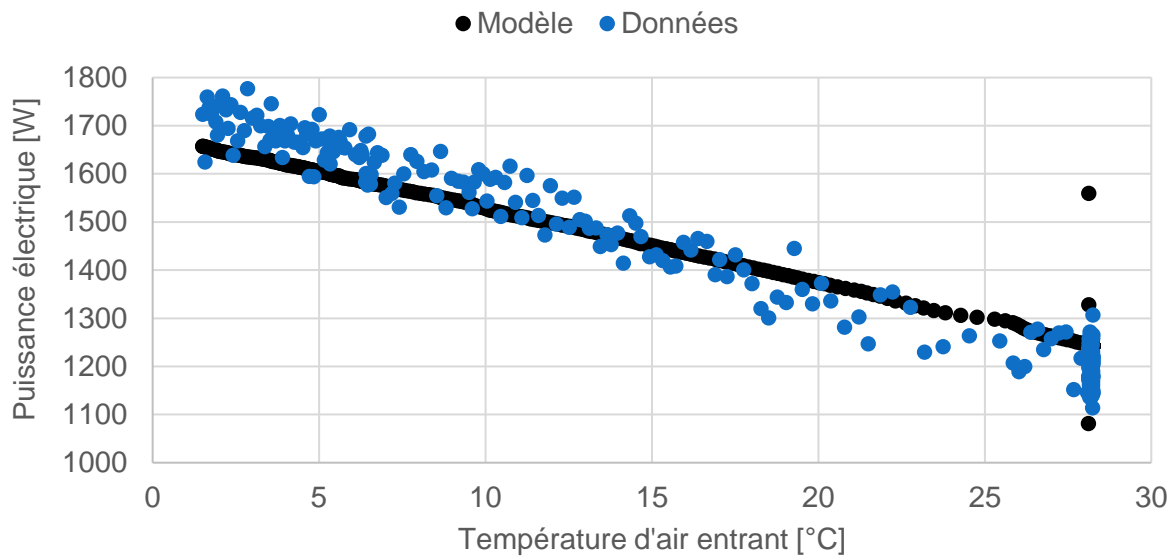


Figure A2.6 : Puissance électrique produite en fonction de la température d'air entrant, modèle physique et essais à 200 krpm

La visualisation des données à l'aide de la Figure A2.7 permet de confirmer cette tendance, on observe une légère surestimation de la puissance électrique à basse puissance (i.e. à haute température) et une sous-estimation à haute puissance (i.e. à basse température), le coefficient R^2 est très bon : 0,98. La dépendance de la puissance électrique à la température d'air est très élevée

au regard de l'écart type des mesures (à température constante). On retient que **ce phénomène est essentiel pour prédire les performances de la micro-cogénération.**

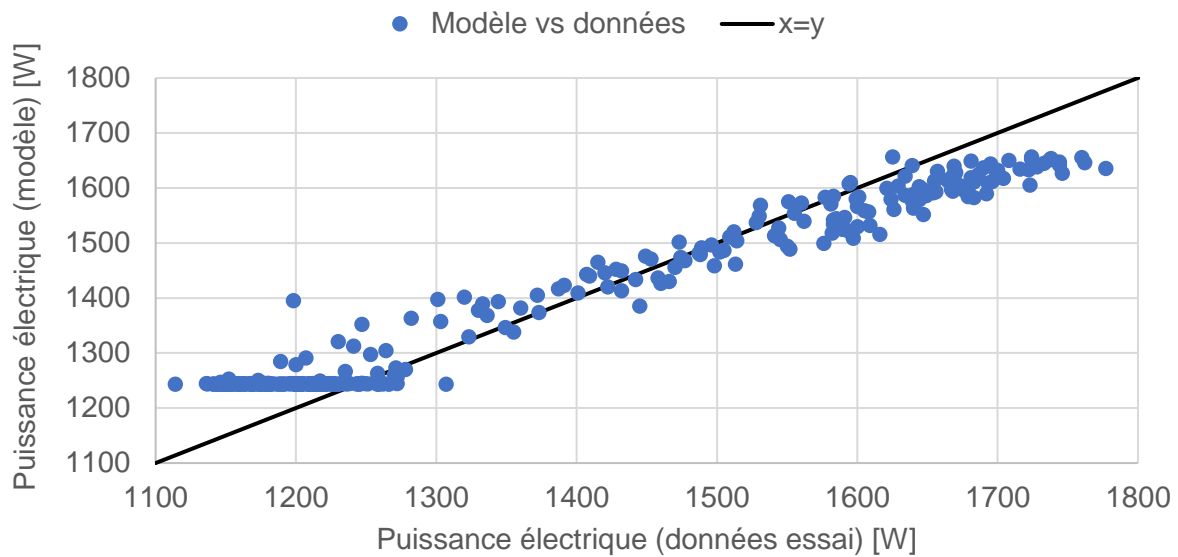


Figure A2.7 : Graphique « x = y » de la puissance électrique produite à 200 krpm

L'efficacité de l'échangeur de régénération calculée dans le modèle après calibration est de 79 %, ce qui est sensiblement inférieur à la valeur affichée par le constructeur. On rappelle cependant que la valeur de référence (88 %) est obtenue à une vitesse de rotation de 240 krpm contre 200 krpm dans l'essai et la simulation exploités ici.

Les paramètres de calibration obtenus sont donnés dans le Tableau A2.1.

Paramètre	Volume balayé compresseur [m ³]	Volume balayé turbine [m ³]	UA régénérateur [W/K]	UA cogénération [W/K]	Pertes [W]
Valeur	1,04 x 10 ⁻⁵	1,32 x 10 ⁻⁵	168	156	1180

Tableau A2.1 : Valeurs des paramètres calibrés dans le modèle physique

A2.3 Simulations paramétriques du modèle physique

- Hypothèses pour l'étude paramétrique

A partir du modèle physique calibré, on va réaliser une carte des performances de la micro-cogénération pour mieux comprendre les phénomènes entrant en jeu. L'objectif est aussi de reproduire en simulation l'essai précédent (température d'air variable de 0 à 30 °C) pour plusieurs valeurs de température de retour d'eau et niveau de charge (PLR). Ces simulations se substituent à un nombre élevé d'essais supplémentaires non réalisés. L'étude paramétrique doit donc explorer les performances selon le PLR, la température de retour d'eau et la température d'air d'entrée.

Cependant, certaines entrées du modèle physique ne sont pas indépendantes de la température d'air comburant et du PLR :

- La puissance combustible P_{fuel}
- La vitesse de rotation de l'arbre n

N.B. : ces deux paramètres sont en revanche indépendants de la température d'eau.

A partir de l'essai présenté dans les Figure A2.4 à Figure A2.7 (PLR = 50 %), d'un essai similaire réalisé à pleine charge (PLR = 100 %) et des essais réalisés à 25 °C pour 3 valeurs de PLR on définit des lois de variations des grandeurs P_{fuel} et n en posant l'hypothèse qu'elles varient de manière affine avec la température d'air et le PLR.

En pratique, on a observé que la puissance combustible varie de manière affine avec le PLR pour une température d'air de 25 °C (Figure 3.27 chapitre 3). On a aussi observé qu'elle varie de manière affine avec la température d'air à PLR = 50 % (Figure A2.2).

Concernant la vitesse de rotation, les observations en laboratoire nous ont permis de constater que PLR et vitesse de rotation sont corrélés, sauf à charge élevée, dû à la limitation de puissance électronique.

En effet, l'essai à pleine charge (PLR = 100 %) a permis de mettre en lumière qu'en dessous de 15 °C, la puissance combustible est réduite (Figure A2.8) à cause d'une diminution de la vitesse de rotation (Figure A2.9). Comme expliqué précédemment, la vitesse de rotation peut être réduite pour éviter de dépasser une valeur limite d'intensité ou de tension dans l'électronique de puissance, ce phénomène se produit à charge élevée et à température < 15 °C. On néglige l'effet de la pression atmosphérique qui peut influencer sur les conditions de fonctionnement et modifier à la marge la valeur de ce seuil.

Les formes des équations de P_{fuel} et n sont :

$$P_{fuel} = \min (a_{lim} * T_{air} + b_{lim}, P_{fuel}^{nom} + a_3(1 - PLR) + a_4(T_{air} - T_{air}^{nom})) \quad (A2.7)$$

$$n = \min (c_{lim} * T_{air} + d_{lim}, e_{lim} * PLR + f_{lim}) \quad (A2.8)$$

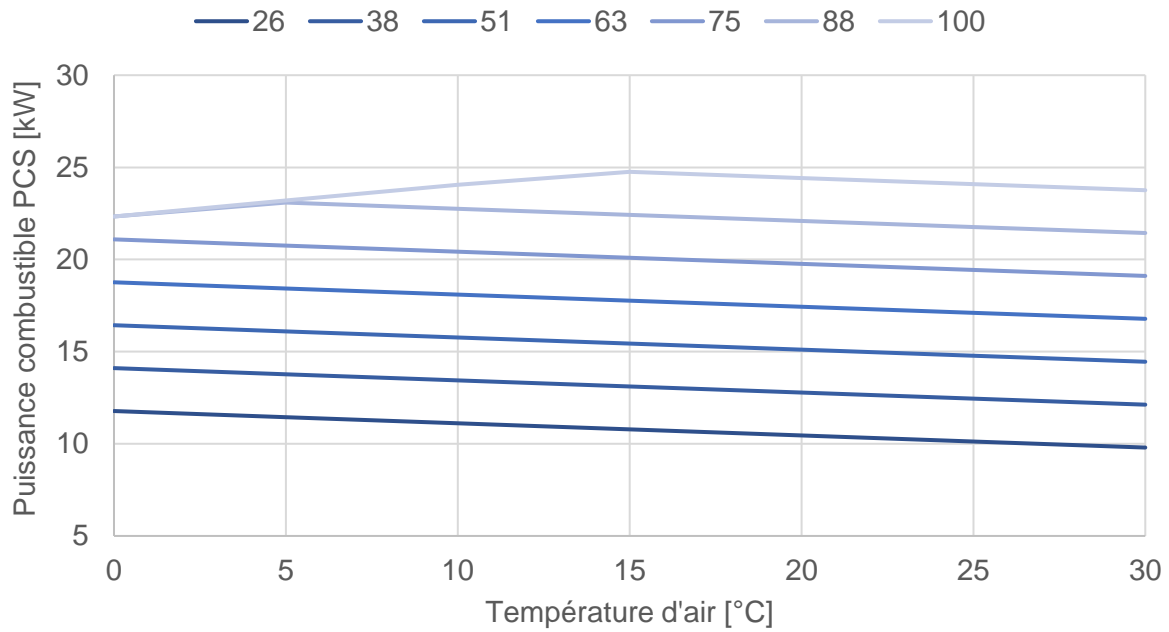


Figure A2.8 : Loi de variation déduit des essais de la puissance combustible du modèle physique en fonction de la température d'air comburant et du taux de charge (PLR)

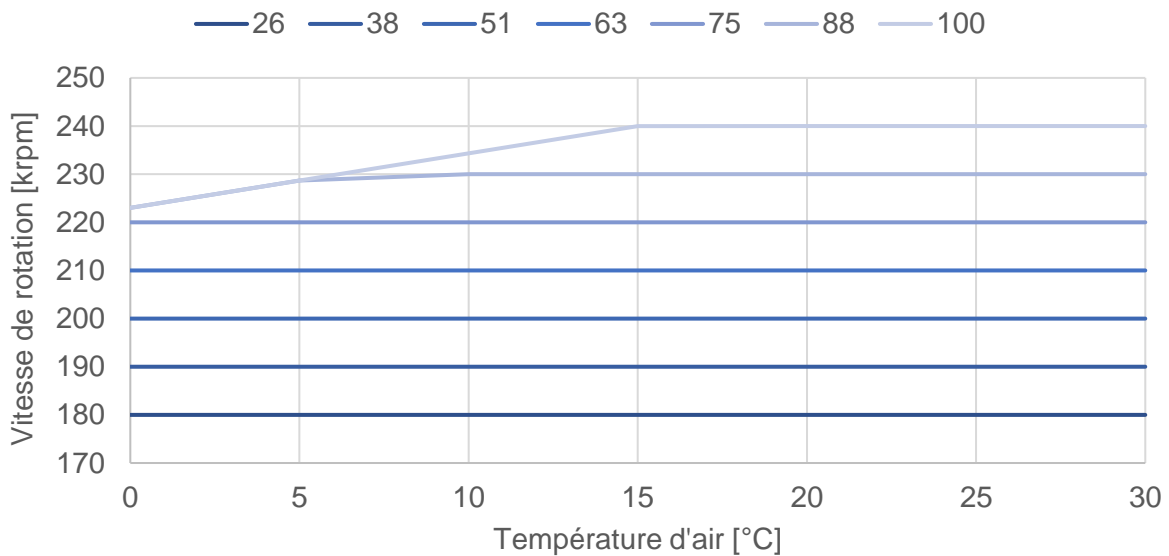


Figure A2.9 : Loi de variation déduit des essais de la vitesse de rotation de l'arbre du modèle physique en fonction de la température d'air comburant et du taux de charge (PLR)

- Résultats de l'étude paramétrique : puissance électrique

Les résultats obtenus avec le modèle physique sont présentés ci-après. La Figure A2.10 donne la puissance électrique produite en fonction de la température d'air pour différentes charges (PLR). Comme la puissance électrique produite est indépendante de la température d'eau de retour, ce graphique est valable pour toutes les températures de retour d'eau.

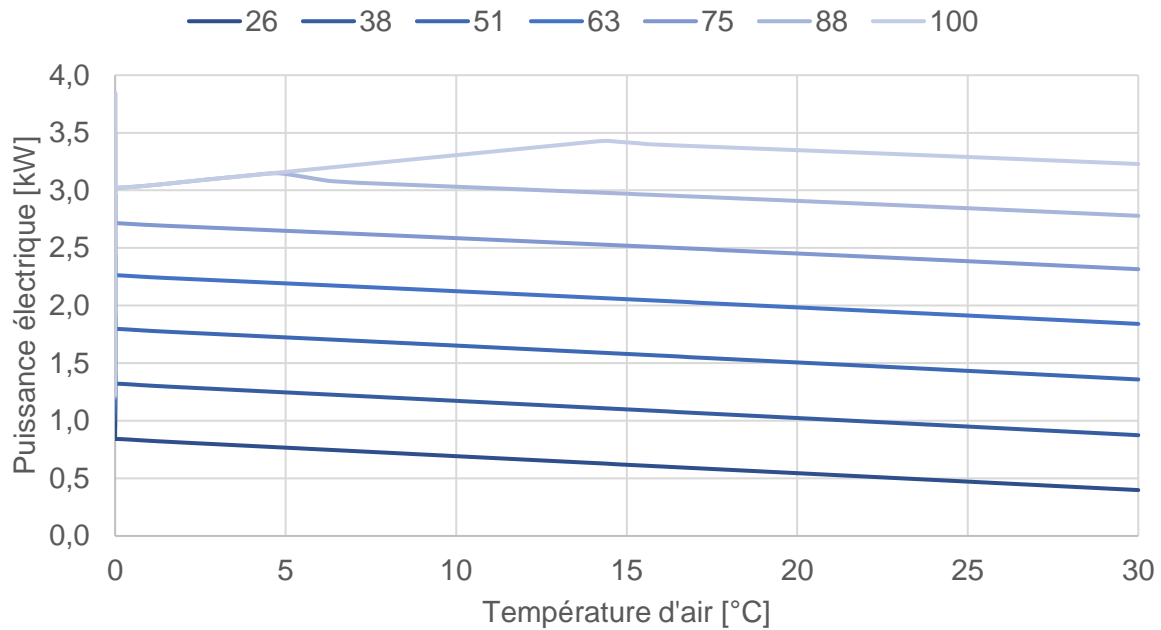


Figure A2.10 : Puissance électrique produite en fonction de la température d'air comburant et du taux de charge (PLR) – Résultat du modèle physique

On observe ici les limites du modèle physique qui, bien que calibré grâce aux essais, ne permet pas de prédire très précisément la puissance électrique produite à faible taux de charge. Pour comparaison, on donne dans le Tableau A2.2 les valeurs mesurées à $T_{air} = 25\text{ °C}$ de 27 % à 100 % et celles prédites par le modèle physique.

PLR	26 %	60 %	100 %
Modèle physique	470 W	1910 W	3290 W
Mesures	810 W	1890 W	3020 W

Tableau A2.2 : Comparaison des puissances électriques du modèle physique et des mesures à température d'air comburant = 25 °C

Ce modèle permet donc d'observer qualitativement un comportement assez linéaire de la production électrique en fonction du taux de charge et de la température d'air, ce qui nous conduira à adopter une corrélation linéaire multi-variables (PLR et T_{air}) pour le modèle empirique.

- Résultats de l'étude paramétrique : puissance thermique

L'évolution de la puissance thermique produite pour une température de retour d'eau de 30 °C (traits pleins) et de 60 °C (traits pointillés) à différents taux de charge et température d'air est affichée sur la Figure A2.11. Le PLR varie de manière identique aux graphiques précédents (de 26 à 100 %).

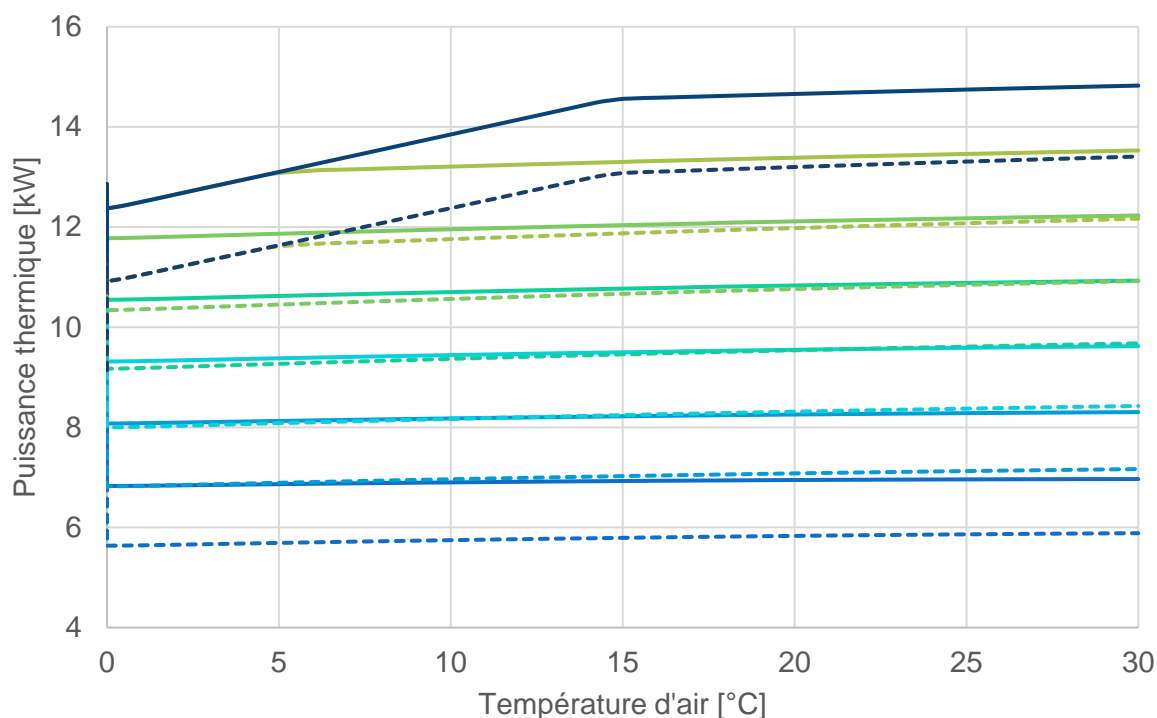


Figure A2.11 : Puissance thermique produite par la micro-cogénération en fonction de la température d'air et du taux de charge (PLR) à température de retour d'eau de 30 °C (traits pleins) et à 60 °C (traits pointillés) – Résultat du modèle physique

Les résultats obtenus avec le modèle physique montrent que **la puissance thermique varie peu à PLR constant** quelle que soit la température d'air entrant (5 % entre 0 et 30 °C). Cela confirme l'observation réalisée pendant les essais (Figure A2.4). Seule la vitesse de rotation diminuant en-dessous de 15 °C à forte charge vient nuancer ce constat.

PLR →	Température d'eau [°C] ↓	26 %	60 %	100 %
Modèle physique	30	6970	10850	14750
	60	5870	9610	13310
Mesures	30	8050	11060	15410
	60	6170	9030	13030

Tableau A2.3 : Comparaison des puissances thermiques du modèle physique et des mesures à température d'air comburant = 25 °C

On peut comparer les résultats obtenus à l'aide du modèle physique et certains essais (Tableau A2.3). L'écart de température d'eau (30/60 °C) a une influence comprise entre 1,1 et 1,4 kW_{th} d'après le modèle physique. A température d'air comburant = 25 °C, les essais montrent une différence de 1,9 à 2,4 kW_{th} pour le même écart quel que soit le PLR. Le modèle physique n'est donc pas très pertinent sur cet aspect.

Le Tableau A2.3 montre que la puissance thermique prédite par le modèle physique est malgré tout relativement proche de celle mesurée durant les essais, en particulier à forte et moyenne charge.

Les observations qualitatives fournies par la Figure A2.11 nous conduisent à adopter une corrélation linéaire multi-variables (PLR, $T_{cw,i}$ et T_{air}) pour décrire l'évolution de la puissance thermique produite.

- Résultats de l'étude paramétrique : température des fumées

Pour estimer les pertes thermiques par les fumées et calibrer cette partie du modèle empirique, il faut connaître la température des fumées. En l'absence de mesures à différentes températures d'air, on utilise le modèle physique pour évaluer la température des fumées dans toutes les conditions de fonctionnement : température d'air, de retour d'eau et de PLR.

L'évolution des températures obtenue par la simulation est illustrée par la Figure A2.12, L'amplitude de la variation de la température des fumées entre la charge minimale et maximale (< 9 K entre 26 % et 100 %) est faible par rapport à la variation liée à la température de retour. On propose de retenir une corrélation linéaire de la température des fumées selon le taux de charge.

L'analyse de la Figure A2.12 et du Tableau A2.13 nous montrent que les résultats du modèle physique à température d'air comburant = 25 °C sont cohérents (bien qu'imprécis) avec les résultats expérimentaux. Les résultats sont meilleurs lorsque la température de retour d'eau vaut 60 °C (écart de 2 à 4 K). En revanche à température de retour d'eau de 30 °C, on obtient un écart plus important (6 à 10 K).

Pour ces raisons, et en l'absence de mesures permettant de mieux calibrer le modèle, on n'utilisera le modèle physique que pour déduire la variation de la température des fumées en fonction de la température d'air comburant. En exploitant ce résultat de simulation et les résultats des essais réalisés au CRIGEN à 25 °C (partie 3.2 du chapitre 3), on déduira la loi de variation de la température des fumées pour le modèle empirique.

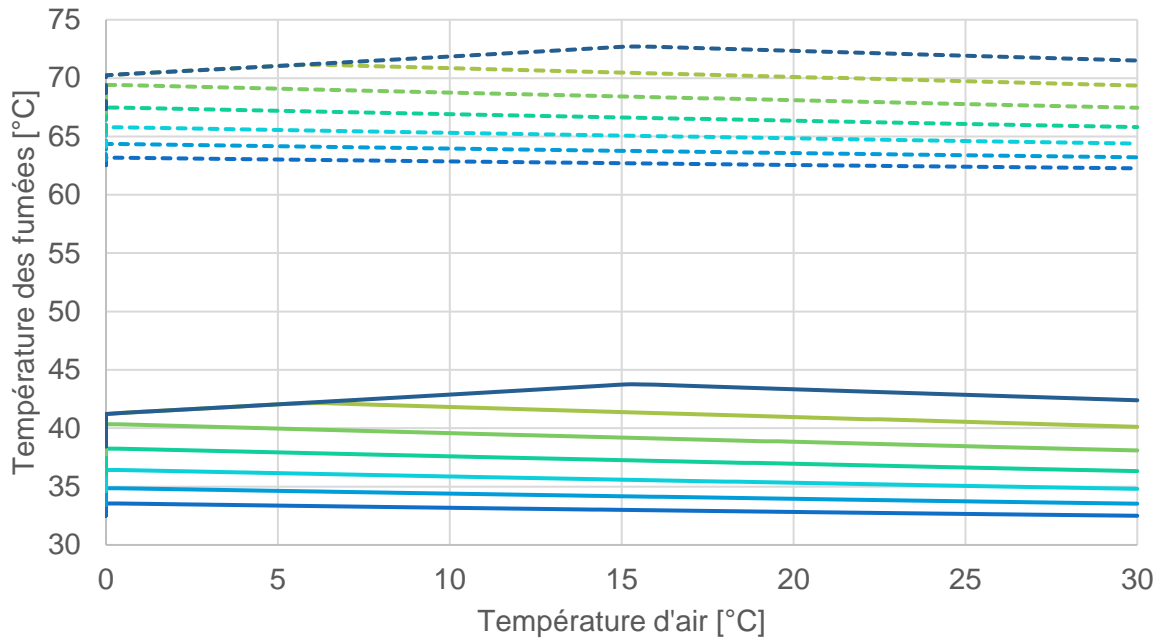


Figure A2.12 : Température des fumées en fonction de la température d'air et du taux de charge (PLR) à température de retour d'eau de 30 °C (traits pleins) et 60 °C (traits pointillés) – Résultat du modèle physique

PLR →	Température d'eau [°C] ↓	26 %	60 %	100 %
Modèle physique	30	32,9	36,6	42,3
	60	62,6	66,1	71,4
Mesures	30	41,0	47,1	49,7
	60	59,7	63,2	67,5

Tableau A2.13 : Comparaison des températures des fumées du modèle physique et des mesures à température d'air comburant = 25 °C

A2.4 Etablissement et calibration de lois simplifiées pour le modèle semi-empirique

A partir des observations réalisées avec le modèle physique, on peut poser les hypothèses suivantes pour calibrer les corrélations du modèle semi-empirique (les phénomènes déjà connus mais confirmés par le modèle physique sont colorés en bleu, il s'agit des évolutions liées à la température de retour d'eau et du taux de charge) :

- La puissance électrique varie de manière affine avec le taux de charge et la température d'air comburant.
- La puissance électrique ne varie pas selon la température de retour d'eau.
- La puissance thermique varie de manière affine avec le taux de charge, la température de retour d'eau et la température d'air comburant.
- La température des fumées varie de manière affine avec la température de retour d'eau, le taux de charge et la température d'air comburant.

Ces hypothèses nous permettent de prolonger le modèle existant décrit dans les équations 19 à 28 en conservant la philosophie du modèle empirique reposant sur des corrélations linéaires. Celles décrivant la puissance combustible, thermique et électrique deviennent donc (équation A2.9 à A2.11) :

$$P_{fuel} = P_{fuel}^{nom} + a_3(1 - PLR) + a_4(T_{air} - T_{air}^{nom}) \quad (A2.9)$$

$$\dot{Q}_{HX} = \dot{Q}_{HX}^{nom} + b_1(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + b_3(1 - PLR) + b_4(T_{air} - T_{air}^{nom}) \quad (A2.10)$$

$$P_{gross} = P_{gross}^{nom} + c_3(1 - PLR) + c_4(T_{air} - T_{air}^{nom}) \quad (A2.11)$$

L'évolution de la température des fumées est décrite par l'équation A2.12.

$$T_{exh} = T_{exh}^{nom} + k_{exh}(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + s_{exh}(1 - PLR) + r_{exh}(T_{air} - T_{air}^{nom}) \quad (A2.12)$$

Pour calibrer les paramètres du modèle semi-empirique, on n'utilise que des données provenant d'essais en s'appuyant sur les hypothèses permises par le modèle physique.

Les essais utilisés pour la calibration sont :

- Essais au CRIGEN :
 - o température d'air comburant ≈ 25 °C, PLR de 26 à 100 %, $T_{cw,i}$ de 30 à 60 °C
- Essais au CSTB :
 - o température d'air comburant de 0 à 30 °C, PLR =100 %, $T_{cw,i} = 40$ °C
 - o température d'air comburant de 0 à 30 °C, PLR =100 %, $T_{cw,i} = 55$ °C
 - o température d'air comburant de 0 à 30 °C, PLR =60 %, $T_{cw,i} = 55$ °C

Les paramètres calibrés ont les valeurs données dans le Tableau A2.4:

Paramètres	Puissance combustible	Puissance thermique	Puissance électrique	Température des fumées
Valeur nominale	24 141 W	15 601 W	2 748 W	47,1 °C
Coefficient $T_{cw,i}$	0 W/K	-73,9 W/K	0 W/K	0,674 K/K
Coefficient PLR	-18 990 W	-10 811 W	-2767 W	-9,47 K
Coefficient T_{air}	-66,1 W/K	10,9 W/K	-18,4 W/K	-0,052 K/K
T_{air}^{nom}	25 °C			
$T_{cw,i}^{nom}$	30 °C			

Tableau A2.4 : Principaux paramètres calibrés du modèle semi-empirique

A3 Annexes du chapitre 4

A3.1 Script de comparaison des résultats du moteur Stirling sur des journées types

La Figure A3.1 illustre le processus implémenté en Python et Modelica utilisant les données mesurées et le modèle de simulation pour valider le modèle sur des conditions de fonctionnement réelles.

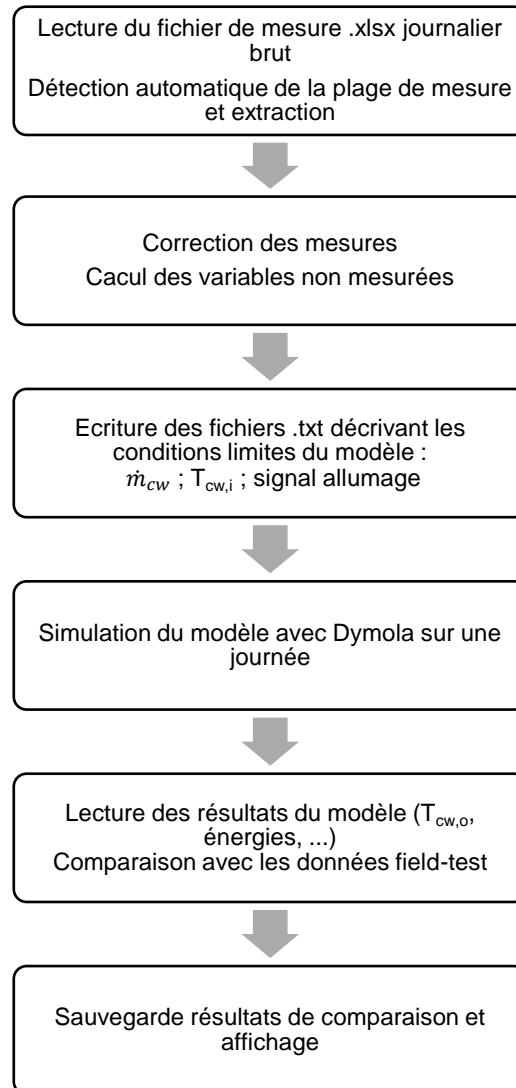


Figure A3.1 : Illustration du processus de comparaison du fonctionnement du moteur Stirling entre une journée de field-test et le modèle

A3.2 Influence des hypothèses sur les résultats

Les valeurs de production thermique et de consommation de gaz du field-test sont toutefois obtenues en retranchant la part attribuée à l'appoint, les hypothèses de rendement de l'appoint jouent donc un rôle sur ces résultats.

- Influence du rendement de l'appoint

Journée avec peu d'appoint (10/11/2012)

En faisant varier le rendement de l'appoint sur PCI de 94 % (valeur utilisée dans cette étude) à 85 % (valeur peu crédible pour une technologie à condensation), l'erreur en énergie thermique du moteur Stirling passe de 2,7 à 3,7 %. L'influence de l'hypothèse sur les résultats est donc limitée et ce d'autant plus que la part de l'appoint dans l'énergie totale produite est faible.

Journée avec appoint sollicité (02/01/2013)

A l'inverse, cette hypothèse devient plus influente lorsque la part de l'appoint augmente. Dans le cas du 02/01/2013 (voir 2.3.2), l'appoint est très sollicité et par intermittence (cas défavorable). Pour un rendement d'appoint PCI passant de 94 à 85 %, l'erreur en énergie grimpe de 6,9 à 12,1 %. La MRE de la puissance thermique et la MAE de $T_{cw,o}$ sont aussi dégradées (mais pas sur les périodes où le Stirling fonctionne seul).

Synthèse

L'hypothèse de rendement thermique de l'appoint est donc assez sensible pour l'estimation de l'erreur en énergie thermique, la MRE de la puissance thermique et la MAE de $T_{cw,o}$ lorsque l'appoint est très sollicité. En dehors des périodes de fonctionnement de l'appoint, ces indicateurs sont bons, les erreurs ne sont pas dues au modèle du cogénérateur.

- Influence du PCS

En faisant varier le PCS de $\pm 0,5$ kWh/m³(n), (ordre de grandeur de variation maximal), on observe des écarts de ± 1 point de pourcentage sur l'erreur. Cette hypothèse a donc une influence limitée sur la prédiction de l'énergie thermique produite.

A4 Annexes du chapitre 5 : présentation du cas d'étude MCI en immeuble collectif

A4.1 Caractéristiques du bâtiment

Chaque appartement est identique hormis les surfaces déperditives vers les appartements mitoyens et l'extérieur en fonction de sa position dans l'immeuble. Les compositions des parois, des vitrages, les ponts thermiques et le renouvellement d'air (infiltration + ventilation) peuvent être modifiées individuellement ou sous forme de « packages » permettant de représenter les modes constructifs typiques selon la période de construction. On choisit dans cette étude un **bâtiment construit entre 1982 et 1989**, les constructions de cette période ont des performances légèrement supérieures à la moyenne du parc français. Les caractéristiques des matériaux sont décrites dans le Tableau A4.1.

Objet	Matériaux (ext → int)	Epaisseur (cm)	λ (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)/U (W.m ⁻² .K ⁻¹)
Plafond	Bitume/Polyuréthane/Béton/Plâtre	1/10/18/1	$\lambda=0,23/0,025/1,75/0,25$
Plancher bas	Béton/Panneau fibre	18/12	$\lambda=1,75/0,044$
Mur extérieur	Béton/Polystyr. exp./Panneau fibre	20/6/1	$\lambda=1,75/0,04/0,044$
Mur mitoyen	Béton/Polystyr. exp./Panneau fibre	20/3/1	$\lambda=1,75/0,4/0,044$
Plancher int.	Béton	18	$\lambda=1,75$
Cloison	Plâtre	7,2	$\lambda=0,25$
Fenêtre	Verre/Air/Verre (DV)	-	U = 2,75

Tableau A4.1 : Caractéristiques des matériaux employés dans l'immeuble collectif

La simulation dynamique des besoins annuels de chauffage de ce bâtiment sans apports internes (hormis les flux solaires) et pour une température de consigne de 20 °C donne un résultat de **143 MWh** soit environ **79 kWh.m⁻².an⁻¹**, la puissance maximale des besoins est de **58 kW**. On considère que le bâtiment n'est pas climatisé, la température intérieure est donc non-contrôlée au-delà de 20 °C

A4.2 Usages

A4.2.1 Electricité spécifique

Les besoins d'électricité spécifique hors éclairage de chaque logement et le total sont présentés sur la Figure A4.1, ce profil au pas de temps 10 minutes est répété chaque semaine, négligeant ainsi les périodes de vacances. Le talon de consommation est d'environ 3 kW et la pointe d'environ 20 kW intervenant autour de 11h ou le soir. Le week-end, la consommation est plus constante avec un creux moins marqué l'après-midi.

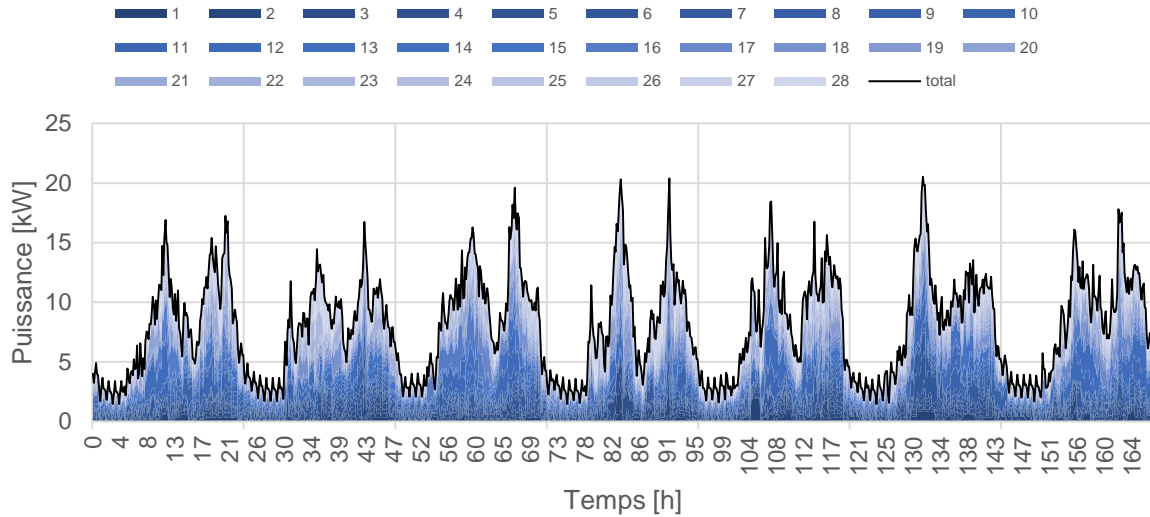


Figure A4.1 : Besoins électriques des 28 logements modélisés

Les logements ont une consommation d'électricité spécifique très variable (Figure A4.2) allant de 1030 kWh.an⁻¹ à 4880 kWh.an⁻¹ et la consommation moyenne est de 2504 kWh.an⁻¹, proche de la moyenne nationale (ADEME, 2015).

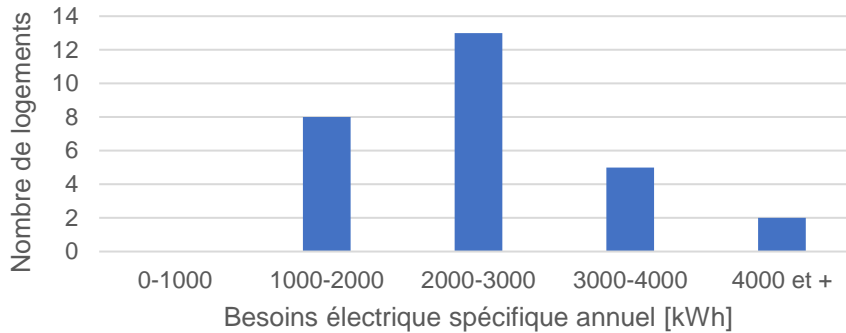


Figure A4.2 : Répartition des besoins électriques spécifiques parmi les 28 logements

A4.2.2 Eclairage

L'éclairage est modélisé à part puisqu'il présente une forte saisonnalité et dépend de l'irradiation solaire. Pour cette raison, l'éclairage bénéficie d'une simulation annuelle, deux semaines types (hiver et été) sont illustrées Figure A4.3. Ce profil de puissance s'additionne aux besoins d'électricité spécifiques précédemment décrits.

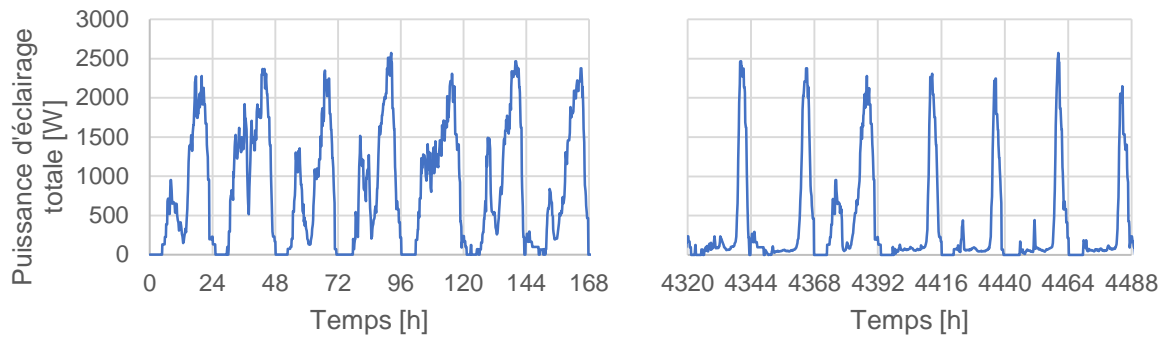


Figure A4.3 : Puissance d'éclairage totale des 28 logements, semaine d'hiver (à gauche) et d'été (à droite)

A4.2.3 Consommation électrique des parties communes

Dans les logements collectifs, une fraction de l'électricité est consommée en dehors des logements, il s'agit de l'éclairage des parties communes, des ascenseurs, de la ventilation parfois (parking et locaux techniques) et de la chaufferie. Dans cette étude, la consommation de la chaufferie est directement modélisée par les modèles de système de production/distribution (cogénération, chaudières, pompes). La consommation des autres usages communs de l'électricité est modélisée à partir d'une étude réalisée par le CRIGEN s'appuyant sur des mesures d'EnerTech (EnerTech, 2001). La consommation d'électricité est exprimée au pas de temps horaire, ce qui dégrade l'estimation de l'autoconsommation en particulier pour les ascenseurs dont les profils d'appels de puissance sont très courts et élevés. Une illustration de la consommation électriques des parties communes est donnée sur la Figure A4.4 :

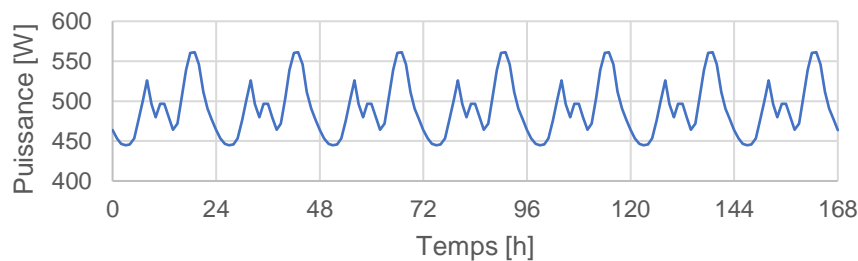


Figure A4.4 : Profil de consommation électrique horaire des parties communes, semaine d'hiver

A4.2.4 Eau chaude sanitaire

Les besoins d'eau chaude sanitaire à 60 °C sont modélisés de la même manière et présentés sur la Figure A4.5. Les pointes de puisages sont très nettement visibles le matin entre 6 et 10 h, il est fréquent qu'aucun puisage n'intervienne la nuit. La pointe horaire de puisage pour l'ensemble du bâtiment est de 562 L. Comme les profils sont répétés chaque semaine, on utilise un coefficient multiplicateur de pondération mensuel pour représenter leur saisonnalité. Ces coefficients sont issus du guide eau chaude sanitaire de l'AICVF (AICVF, 2004).

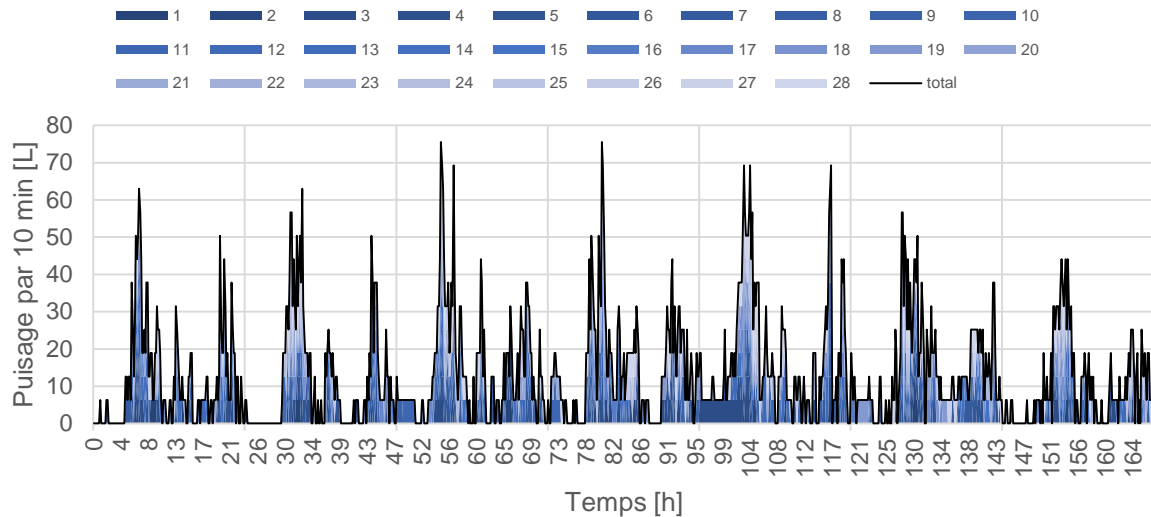


Figure A4.5 : Besoins d'eau chaude sanitaire à 60 °C des 28 logements modélisés sur une semaine

La quantité d'eau moyenne par logement est de 66 L/jour à 60 °C ce qui est cohérent avec les retours d'expérience du COSTIC et de l'ADEME pour un T3 (COSTIC, 2016). Les volumes de puisage des logements sont assez hétérogènes comme le montre la Figure A4.6. Cette quantité d'eau puisée représente un besoin thermique d'environ 39 MWh/an auquel s'ajoutent les déperditions de la boucle de distribution ECS.

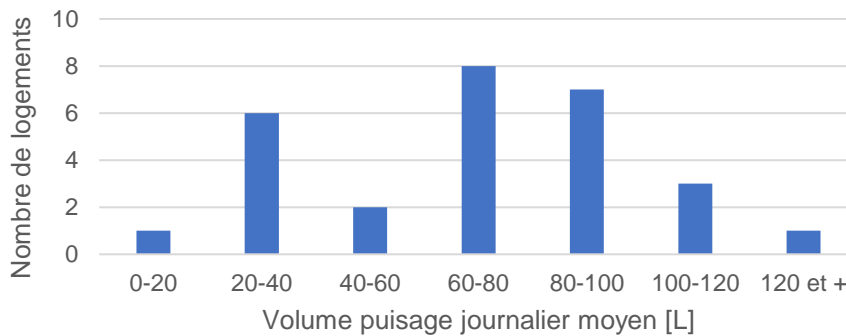


Figure A4.6 : Répartition des volumes de puisage journaliers moyens parmi les 28 logements

A5 Annexe du chapitre 5 : analyses de sensibilité complémentaires, étude de cas Stirling en maison individuelle

A5.1 Modification du délai avant déclenchement de l'appoint

- Objectif de l'étude

L'objectif de l'étude est de déterminer si la modification du retard avant déclenchement (ou temporisation) de l'appoint permet de réduire son utilisation et améliorer le fonctionnement du Stirling.

Lorsqu'une demande de chaleur intervient, la température du ballon descend jusqu'à déclencher le Stirling. Au démarrage du Stirling, de l'eau froide est temporairement injectée en sortie de l'écogénérateur dans le ballon (ou les radiateurs, selon la configuration) étant donnée l'inertie thermique de démarrage du Stirling. En raison de l'inertie des émetteurs, du bâtiment et de l'éventuel stockage, ce phénomène instationnaire n'a pas d'influence sur le confort s'il est relativement court.

En revanche, au-delà d'une certaine durée pendant laquelle la température de départ ou du ballon n'est pas suffisante, on considère que l'appoint thermique doit être enclenché car le moteur Stirling seul ne parvient pas à assurer la couverture des besoins thermiques.

On appelle cette durée le « retard avant déclenchement de l'appoint » ou « temporisation ». S'il est élevé, la couverture des besoins thermiques par le moteur Stirling et donc sa production électrique sont favorisées au risque de provoquer un inconfort passager, s'il est très court alors le confort est assuré mais la production thermique du moteur Stirling est partiellement substituée par celle de l'appoint ce qui nuit à la production électrique.

Ce paramètre est réglable sur les modèles du marché, il est par défaut d'environ 15 minutes chez Viessmann pour cet écogénérateur (pour la configuration C2 qui dispose d'un stockage de 750 L). Pour information, le calcul réel de la régulation du constructeur correspond à une intégrale pondérée « durée – température » dont on ne connaît pas les paramètres exacts. On considère empiriquement qu'une durée de 5 minutes par défaut est plus appropriée pour les configurations C1 et C3 dont les stockages sont respectivement moins volumineux et inexistants en chauffage.

Une étude de sensibilité a été réalisée en modifiant le retard à des valeurs de 300, 600, 900 et 1200 secondes.

- Résultats

Indicateurs	Remarques	Influence
Vérification des critères de confort		
Température zone moyenne janvier-mars	Plutôt maintenue, diminution maximale (0,2 K) pour le bâtiment RT 1988 en configuration C1 (pas de stockage chauffage)	0
Température puisage ECS	Toujours maintenue	0
Cyclage du moteur Stirling		
Compteur cycles Stirling	Peu de variation, diminution du nb de cycle quand délai augmenté	+
Consommation de gaz		
Energie gaz Stirling (kWh)	Augmente si on augmente le délai	+
Energie gaz appoint	Tendance à utiliser un peu moins si on augmente le délai	+
Energie gaz totale	-	0
Production électrique		
Electricité autoconsommé	-	0
Electricité exportée	-	0
Electricité totale produite	-	0
Autonomie électrique		
Taux d'autoconsommation	-	0
Taux d'autoproduction	-	0
Taux de Couverture	-	0
Pertes		
Pertes ballon(s)	-	0

Tableau A5.1 : Résultats synthétiques de l'analyse de sensibilité sur le retard avant déclenchement de l'appoint

- Conclusions

Le choix initial est approprié : les résultats trouvés (Tableau A5.1) montrent la **faible influence du paramètre « retard avant déclenchement de l'appoint »** sur les résultats des simulations. Il faudra toutefois être vigilant avec les bâtiments les plus déperditifs et pour la configuration C1, **le confort peut être altéré.**

A5.2 Suppression du réduit de jour en inoccupation

- Objectif

L'objectif de ce paragraphe est d'analyser l'influence de la suppression du réduit de jour en période d'inoccupation dans la mesure où il existe un nombre important de foyers équipés de ce type de

programmation. La température de confort (20 °C) est donc demandée sans interruption de 6 h à 22 h.

- Résultats

Indicateurs	Remarques	Influence
Vérification critères de confort		
Température zone moyenne janvier-mars	Toujours maintenue	0
Température puisage ECS	Toujours maintenue	0
Cyclage du moteur Stirling		
Compteur cycles Stirling	C2 et C3 : pas de variation C1 : nombre de cycles augmenté de 12 % en moyenne	+
Consommation de gaz		
Energie gaz Stirling	Légère augmentation du gaz consommé par le moteur Stirling	+
Energie gaz appoint	Légère augmentation du gaz consommé par l'appoint	+
Energie gaz totale	Légère augmentation du gaz consommé	+
Production électrique		
Electricité autoconsommée	-	0
Electricité exportée	Augmentation de l'électricité exportée	+
Electricité produite totale	Augmentation de l'électricité produite	+
Autonomie électrique		
Taux d'autoconsommation	Légère diminution	+
Taux d'autoproduction	-	0
Taux de couverture	Très légère augmentation	0
Pertes		
Pertes ballon(s)	-	0

Tableau A5.2 : Résultats de l'analyse de sensibilité sur la suppression du réduit de jour

- Conclusion

Les modifications entraînées par la suppression du réduit en inoccupation de jour sont mineures, les occupants n'étant absents que quelques heures et pas tous les jours de la semaine. Le changement le plus notable du Tableau A5.2 est l'augmentation de l'électricité produite par la cogénération directement exportée vers le réseau. Cela est logique, l'électricité supplémentaire produite par le moteur Stirling se fait par définition en dehors des périodes de présence, or celles-ci sont associées aux consommations d'électricité spécifique.

Assessment of an internal combustion engine micro-CHP operation for different office buildings performance scenarios

Jessica Leo¹, Romain Bonabe de Rouge^{2,3}, Valentin Gavan¹, Pascal Stabat², Dominique Marchio²

¹ENGIE Lab CRIGEN, 361 avenue du Président Wilson 93210 Saint-Denis La Plaine, France

²CES – Mines ParisTech, 60 Bd Saint-Michel, F-75272 Paris, France

³Efficacity, 14-20 boulevard Newton, Champs-sur-Marne, 77447 Marne la Vallée, France

Abstract

This paper presents the results of a sensitivity analysis performed on a real office building of 3500 m² coupled with micro-CHP system in addition to a gas boiler and a hot water storage. We compare equipment performances for four envelope characteristics corresponding to four construction periods (based on building thermal regulations) in France (before 1980 to 2012). The results obtained by simulating the building combined with the heating plant model in Dymola/Modelica environment show good correlation between the electrical peak load and production (most of the time, the consumption is higher than production). With the micro-CHP, the production plant satisfies correctly the thermal needs and the temperature is comfortable for all office floors. These results are encouraging and can be used by practitioners and engineers to design, to size and operate efficiently micro-CHP.

Background and state of the art

Building sector is the largest single energy consumer in Europe with approximately 40 % of the energy use. European institutions are looking for solutions to increase energy performance at all levels. Upgrading and combining heating equipment such as boilers (potential base of 100 million devices in Europe) with high efficiency technologies such as micro combined heating and power (micro-CHP) is a double option to optimize the energy consumption.

Micro-CHP systems are becoming essential in order to take full advantage of the available primary energy. This system produces simultaneously heat and electricity and enables recovery of heat resulting from electricity generation by using it to satisfy the thermal building needs.

Studies on the feasibility of micro-CHP technologies in different countries such as Magri et al. (2012) and Barbieri et al. (2012) indicate that satisfactory results can be achieved, enabling reductions in primary energy consumption. Gas micro-CHP with internal combustion engines (ICE) are considered the most mature and reliable products on the market.

Combinations of building/energy systems/use include relatively complex physical phenomena difficult to treat. Dynamic simulation is a flexible solution to study this behavior. Recent works in the topic of micro-CHP

modeling such as Bonabe de Rouge et al. (2016), Dorer and Weber (2009) indicate that providing comprehensive information on the micro-CHP sizing methods, hydraulic and building integration is required. For example, the size of the storage which could influence the operating hours and the losses, or the control strategy of the micro-CHP/auxiliary boiler, are interesting parameters to be investigated in order to optimize the system integration. Furthermore, the literature on these issues is more extensive for residential than commercial buildings.

Finally, Kelly et al. (2008) also mentioned the possibility for micro-CHP to be a part of Highly Distributed Power Systems (HDPS). Therefore, it could be turned ON through a third party signal based on need for power supply. Evaluation of opportunities for HDPS control could help shaping additional micro-CHP benefits.

Objectives

Therefore, the aim of this article is to evaluate, quantify and give insights to further develop techniques for proper sizing of micro-CHP equipment. This will also help to explore technical or integration problems which have to be overcome in order to adapt this system to real office building market. The chosen method is based on the modeling and simulation of a real office-building and its systems.

Building modeling assumptions

The modeled case study is a real office-building composed of 5 floors (3500 m²). The model encompasses 8 thermal zones defined as a welcome area on the first floor, technical areas and office areas for all floors from first to fifth floor.

Thermal zones usage definition

The defined thermal zones can be gathered in three types of use: offices, welcome and technical areas. Each type of use is parameterized in terms of schedule, ventilation, heat gains, heating and cooling temperature set points. The paper is focusing on the heating period. Thus, the cooling systems assessment will not be presented further in the paper.

Schedules are defined for occupancy, ventilation, lighting and other loads (such as computers for instance) in each thermal zone. The schedules are used in all occupied thermal zones (welcome and office areas). Thus, the occupancy is defined according to Figure 1 assuming it is

identical for all weekdays except weekend for which no occupancy is taken into account (office-building).

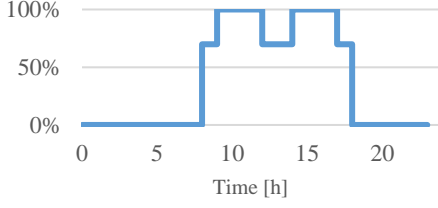


Figure 1: Five identical weekdays' occupancy schedule

The ventilation is considered ON from 8a.m. to 8p.m. during the weekdays only. The lighting system is considered turned ON from 6a.m. to 8p.m. during the weekdays only. The other loads are defined according to Figure 2 during the weekdays and 10% during the weekend.

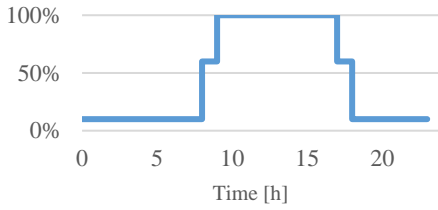


Figure 2: Five identical weekdays' other loads schedule

The ventilation airflow is calculated in all the thermal zones including the permeability of the building envelope and the mechanical ventilation with heat recovery. Permeability of the thermal zone is characterized by an airflow defined according to (1) at the outside air characteristics:

- external temperature and density (ρ_{air} in $kg.m^{-3}$)
- mass flow rate (\dot{m}_p in $kg.s^{-1}$) which is computed as a function of the nominal permeability mass flow rate (\dot{m}_{pnom} in $m^3.h^{-1}.m^{-2}$) and the building envelope surfaces with heat losses (S_o in m^2).

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{m}_{pnom} \cdot \rho_{air} \cdot S_o}{3600} \quad (1)$$

The mechanical ventilation system (with heat recovery) is characterized by:

- a heat exchanger efficiency (η_{HX}) according to (2) and depending on the thermal zone temperature (T_{room}), external temperature (T_{ext}) and temperature of the supply air (T_{HX}).

$$\eta_{HX} = \frac{T_{HX} - T_{ext}}{T_{room} - T_{ext}} \quad (2)$$

- a supply air mass flow rate into the thermal zone through the heat exchanger (\dot{m}_{HX}) (during occupancy \dot{m}_{HXocc} has a value of $7261 m^3.h^{-1}$ while during unoccupied period $\dot{m}_{HXinocc}$ has a value of $315 m^3.h^{-1}$) and a schedule of occupancy specific to each thermal zone ($\delta_{occ} = 1$ if the thermal zone is occupied and 0 otherwise).

$$\dot{m}_{HX} = \dot{m}_{HXocc} \cdot \delta_{occ} + \dot{m}_{HXinocc} \cdot (1 - \delta_{occ}) \quad (3)$$

The heat gains are computed for each thermal zone. They are separated into radiative (Q_{rad} in $W.m^{-2}$) and

convective parts (Q_{conv} in $W.m^{-2}$). They depend on the occupancy, lighting and other loads.

- Heat gains due to occupancy ($Q_{occupancy}$ in $W.m^{-2}$) are proportional to heat emissions per occupant ($Q_{occupant} = 90 W$), the occupancy rate schedule ($S_{occupant}$) and a number of occupants per square meter ($N_{occupant}$) specific to each thermal zone (detailed in Table 1).

Table 1: Thermal zone occupation ratio

Type of thermal zone	$N_{occupant}$ (occupant. m^{-2})
Welcome area	0.1
Office area	2
Technical area	0

Finally, heat gains due to occupancy are computed as follows:

$$Q_{occupancy} = Q_{occupant} \cdot N_{occupant} \cdot S_{occupant} \quad (4)$$

These heat gains are evenly separated between radiative and convective parts.

- Heat gains due to lighting (Q_{light} in $W.m^{-2}$) are considered 100 % radiative and are obtained from the real behavior of the building. Thus, available real measurements (see Figure 3) of electric loads (lighting, office equipment, others) in the building management system are analyzed. Data extraction is performed and electric power due to lighting is attributed to building thermal zones as inputs.

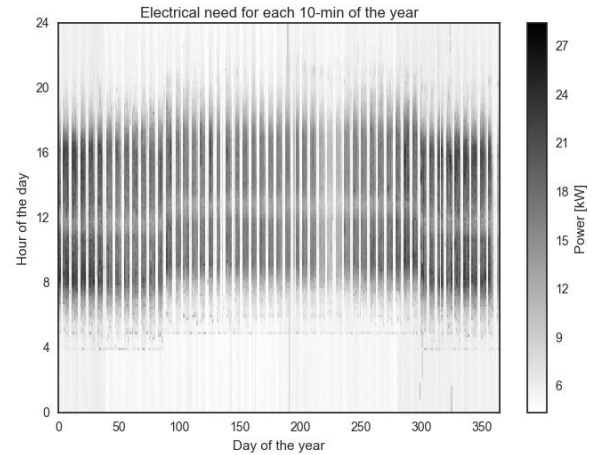


Figure 3: Annual offices zones real building electric load

- Heat gains from other loads ($Q_{otherLoads}$ in $W.m^{-2}$) result of the ratio $Q_{equipment} = 16 W.m^{-2}$ and load rate schedule as defined in Figure 2 ($S_{equipment}$). These heat gains are also considered 100 % radiative.

$$Q_{otherLoads} = Q_{equipment} \cdot S_{equipment} \quad (5)$$

To sum up, the radiative and convective heat gains are defined according to (6) and (7):

$$Q_{rad} = 50 \% Q_{occupancy} + Q_{light} + Q_{otherLoads} \quad (6)$$

$$Q_{conv} = 50 \% Q_{occupancy} \quad (7)$$

The heating temperature setpoints (Table 2) are defined in order to control the room temperature. During the year, a heating period is set up. Every week, the “day” setpoint heating applies from 6 a.m. to 9 p.m. during the weekdays and “night/weekend” setpoint for the rest of the day and all day during the weekend.

Table 2: Heating temperature setpoints

	Heating
Day	21 °C
Night/Weekend	16 °C

Four building study cases

The modeled building is then adapted to different energy standards, corresponding to energy performance of a French building built before 1980, during 1980-1999, 2000-2011 or 2012. Some adaptations are performed for the heating periods to ensure thermal comfort for building’s occupants and to be closer to reality (older and less efficient buildings need a longer heating period). Thus, for “Before 1980” and “1980-1999” buildings, the heating period is defined from the 1st of October to the 30th of May. For “2000-2011” and “2012” buildings, the heating period is defined from the 1st of October to the 30th of April. The ventilation system is also adapted according to the building construction period. These changes are summarized in Table 3 following the notation defined in the previous section.

Table 3: Ventilation configurations

	Before 1980	1980-1999	2000-2011	2012
\dot{m}_{Pnom} ($m^3 \cdot h^{-1} \cdot m^{-2}$)	2	1.6	1.2	0.8
η_{HX}	-	-	0.5	0.7

Walls and windows characteristics (Table 4) are selected in order to ensure adequate performance level for the envelope.

Table 4: Building envelope characteristics

	Before 1980	1980-1999	2000-2011	2012
Ext. walls	Concrete 20 cm			
	PSE 0 cm	PSE 1.9 cm	PSE 6 cm	PSE 16 cm
Int. walls	Concrete 12 cm			
Ext. floors	Concrete 20 cm			
	PUR 0 cm	PUR 3.5 cm	PUR 8.5 cm	PUR 14.7 cm
Int. floors	Concrete 20 cm			
	-	-	PSE 4.5 cm	PSE 15 cm
Int. ceilings	Concrete 17 cm			
	-	PUR 1.9 cm	PUR 9.3 cm	PUR 23 cm
Windows	SG 3 mm	DG1 4 / 6 / 4 mm	DG2 4 / 8 / 4 mm	DG3 4 / 15 / 4 mm

Where : PSE = Polystyrene; PUR= Polyurethane; SG = Single Glazing with U-value of frame of $3.8 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$; DG1 = Double Glazing with U-value of frame of $3.8 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$; DG2 = Double Glazing with U-value of frame of $3 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$; DG3 = Double Glazing with U-value of frame of $1.4 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$

These four buildings are then simulated during a full year. First results for heating needs allow to size the thermal plant and thermal zones emission systems. Heating needs are illustrated in Figure 4. The more efficient the building is, the lower its heating needs are.

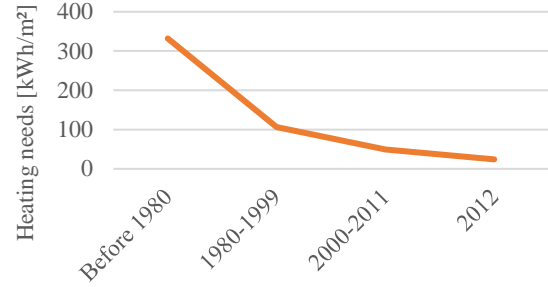


Figure 4: Heating needs for building cases

Plant modeling assumptions

The building model is connected to a heating plant model including components such as micro-CHP, auxiliary boiler, thermal storage system, hydraulic loop, control strategies and variable internal loads.

Dynamic micro-CHP model

The micro-CHP unit is an internal combustion engine (ICE) providing thermal and electrical power to the building. The micro-CHP is a 7.5 kW_{el} and 20 kW_{th} unit based on reciprocating engine technology. It runs at 1500 rpm for a gas consumption of 30 kW (HHV) at nominal operating conditions. It is capable of load modulation down to 50 % of nominal power to adapt its thermal capacity to building needs and lower the risk of short ON/OFF cycles. This particular micro-CHP unit adopts heat recovery thanks to condensing exhaust water and a variable speed pump. It is thus particularly efficient at low inlet water temperature.

Grey-box modeling: The model relies on a grey-box approach. It intends to represent operation of micro-CHP systems keeping in mind that it is governed by physical laws but simplifying and/or grouping multiple phenomena with equations mixing physics and empirical parameters. While it requires limited experimental investigation to identify calibration parameters, advantages are a better computational time and no need to describe all the physical phenomena. Grey-box models are largely adopted for annual simulation coupling building and systems as showed in IEA Annex 42 works. Thus, this paper uses this approach.

Micro-CHP model: Andlauer (2011) and then Bouvenot et al. (2015) developed a model for a 1 kW_{el} Stirling engine (SE)-based micro-CHP unit. The model includes both steady state and transient operations for electrical, thermal and gas power as shown in Figure 5. Bouvenot et

al. (2015) extended their work to a wood-pellet steam engine. Recently, Bonabe de Rougé et al. (2016) adapted this model for power modulation and calibrated parameters for the ICE-based unit investigated in this paper.

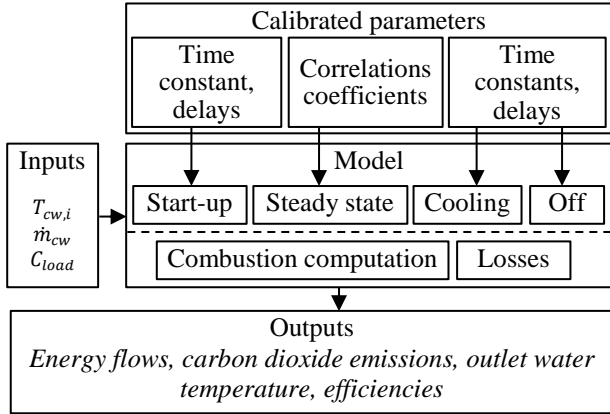


Figure 5: Architecture of dynamic micro-CHP model

Steady state operation: Linear equations including parametric correlations coefficients a , b and k describe steady-state operation for each power flow as a function of nominal capacity (P_{fuel}^{nom} in the case of fuel/gas input), inlet water temperature $T_{cw,i}$ and water mass flow rate \dot{m}_{cw} . Nom subscript indicates arbitrary nominal values. Load level C_{load} is added to the original algorithm to model ICE modulating behavior. Equation (7) illustrates fuel consumption computation.

$$P_{fuel} = P_{fuel}^{nom} + a(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + b(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom}) + k(1 - C_{load}) \quad (7)$$

Linear equations for exhaust temperature, condensing water mass flow rate and combustion computation allow computing both sensible and latent exhaust heat losses.

Transient operation: Exponential form equations and delays describe thermal production during start-up and cooling phases. The model represents electrical production and gas consumption with delays and ideal rising/falling edge as transient behaviors for these variables are found to be negligible during experimentation.

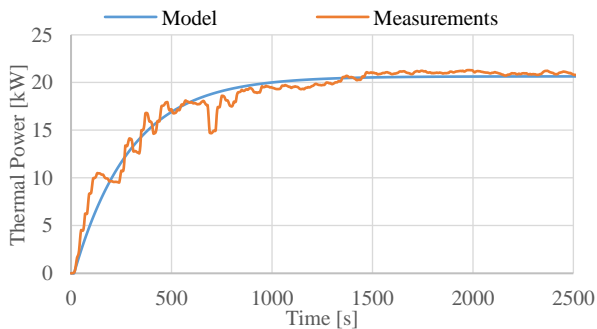


Figure 6: Measured and modeled thermal power during a start-up phase

Parameter calibration: An experimental test bench for micro-CHP unit enables to observe or evaluate

temperature, water flow rate and power flows at various operating conditions. A calibration process allows calibration of each parameter for steady state and transient operations. Figure 6 is an example of calibration results for thermal power during start-up and Figure 7 an example of calibration results for steady state operation and 50 °C inlet water temperature.

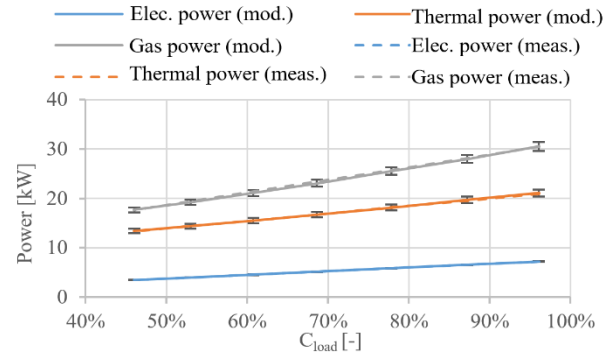


Figure 7: Measured and modeled gas consumption, electrical and thermal production for different load levels for 50 °C inlet water temperature

Full model of the plant

The full plant (see Figure 8) includes a micro-CHP unit, an auxiliary boiler and a thermal storage tank. Pumps and splitters are also used to connect the components together. The micro-CHP model described before is used and the other components of the plant originate from the Modelica Buildings library (Wetter et al. (2015)).

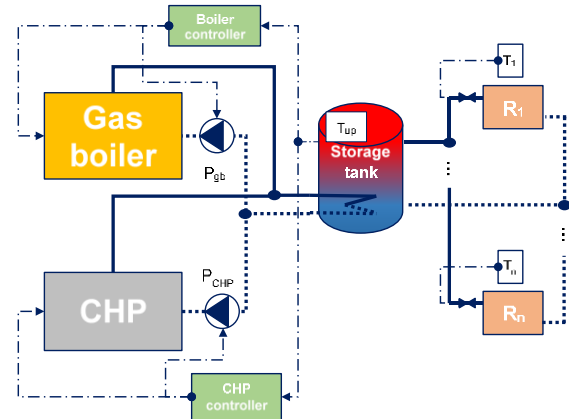


Figure 8: Plant model scheme

The reference control of the micro-CHP unit is based on building thermal needs. The micro-CHP unit operates in priority to heat the water storage tank. A hysteresis is set up and permits to turn ON the micro-CHP unit when the water storage tank temperature is below 55 °C until the temperature reaches 60 °C again.

The parameters defining the behavior of the boiler unit are described below:

- Nominal thermal power of this unit depends on the building case (see Table 5).
- The operating range of the boiler unit is from 20 % to 100 %.

Table 5: Boiler power for the four building cases

Building	Before 1980	1980-1999	2000-2011	2012
Boiler power [kW]	417	263	158	107

- The control of the equipment is defined based on its thermal behavior. The boiler unit operates as a back-up to heat the water of the storage tank only during the heating period. A hysteresis is set up which turns on the boiler unit when the water storage temperature is below 52 °C until the temperature reaches again 57 °C.

The storage tank unit is a hot water storage volume with heat exchanger. In our study case, a volume of 2000 L is selected as reference. A variable speed pump moves hot water through radiators equipped with thermostatic valves integrated in our plant scheme. The valves are controlled as a function of the zone temperature, (T_i). Two pumps, one for the gas boiler (P_{gb}) and the other for the micro-CHP pump (P_{CHP}) are integrated in the plant model as well.

Simulation cases

The full plant is combined to the building model and a sensitivity analysis is performed in order to determine the “best fit” for a specific micro-CHP unit.

Sensitivity analysis assumptions

For each of the four building performance levels, representative of old and recent French office buildings, 7 heating system configuration cases are simulated. These configurations are described below:

Conventional supply (without micro-CHP): this case considers the building without micro-CHP, only a boiler covers the heating needs of the building. National electricity grid supplies electrical needs.

Reference: the reference case with micro-CHP gathers all assumptions described in “plant modeling assumptions” section without modification.

Hysteresis: a third case focuses on the choice of alternative thresholds for the hysteresis between boiler and micro-CHP. The boiler thermal control is defined in this case with a hysteresis between 55 °C and 59 °C and the micro-CHP thermal control is defined between 58 °C and 62 °C.

Storage volume: an additional case consists in modifying the volume of the storage tank. Instead of 2000 L of storage capacity, 1000 L water storage is introduced.

Inertia: this case enables to study the impact of heat emitters’ thermal inertia. This case doubles the reference value for every emitter in the building.

“Max tank use” and “hybrid” controls: two cases are defined in order to modify the control of the micro-CHP unit.

- “Max tank use” control allows the micro- CHP unit (but not the boiler) to run until the tank top temperature reaches 90 °C to “unlock” the full potential of the storage. The return temperature must not violate the security limit (of 70 °C).

- Then a “hybrid” control is proposed. Reference control is applied but, in the case of spot market electricity price being higher than a threshold value (50 €/MWh), “max tank use” control is allowed. Spot market electricity price hypothesis are explained thereafter.

Spot market electricity price

We use EPEX spot market electricity price to trigger the operation of the micro-CHP in “hybrid control” case. High prices usually reflect high national electrical demand periods during which micro-CHP electricity production may be useful.

Figure 9 illustrates the electricity price variation (€/MWh, red curve) and outside temperature (°C, green curve) for one week of January (Monday 4th to Sunday 10th). It shows similar profiles for all weekdays with peak prices during the morning and the evening. On the contrary, during the night and in the middle of the day, the electricity price falls.

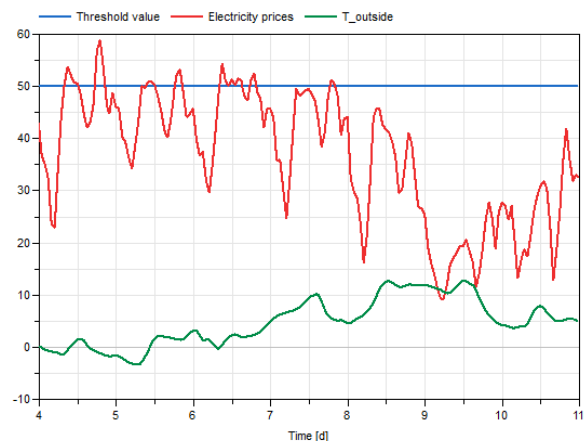


Figure 9: Spot market electricity price during a week in January 2015 and outside temperature

Furthermore, by comparing every day of the week, we can see price goes down during weekend. This can be explained by lower commercial activities, especially in office buildings and industry, which are large electricity consumers. In addition, we can notice that the morning peak is shifted in time by about half an hour. Besides, on this particular week, outside temperature on Friday is warmer than the other days. As national electricity consumption is impacted by weather conditions (especially in France), electricity price is also reduced.

Metrics

To compare performance between simulation cases, multiple metrics are introduced. These metrics are described below.

Primary Energy consumption (PE) of all cases is deducted from gas and electrical Final Energies (FE), consumed or produced by the building energy system. Dynamic models of boiler and micro-CHP provide final gas consumption (FE_{boiler}^{gas}) and electrical production (FE_{CHP}^{el}) while 10-min electrical load data give annual electrical need (FE_{need}^{el}).

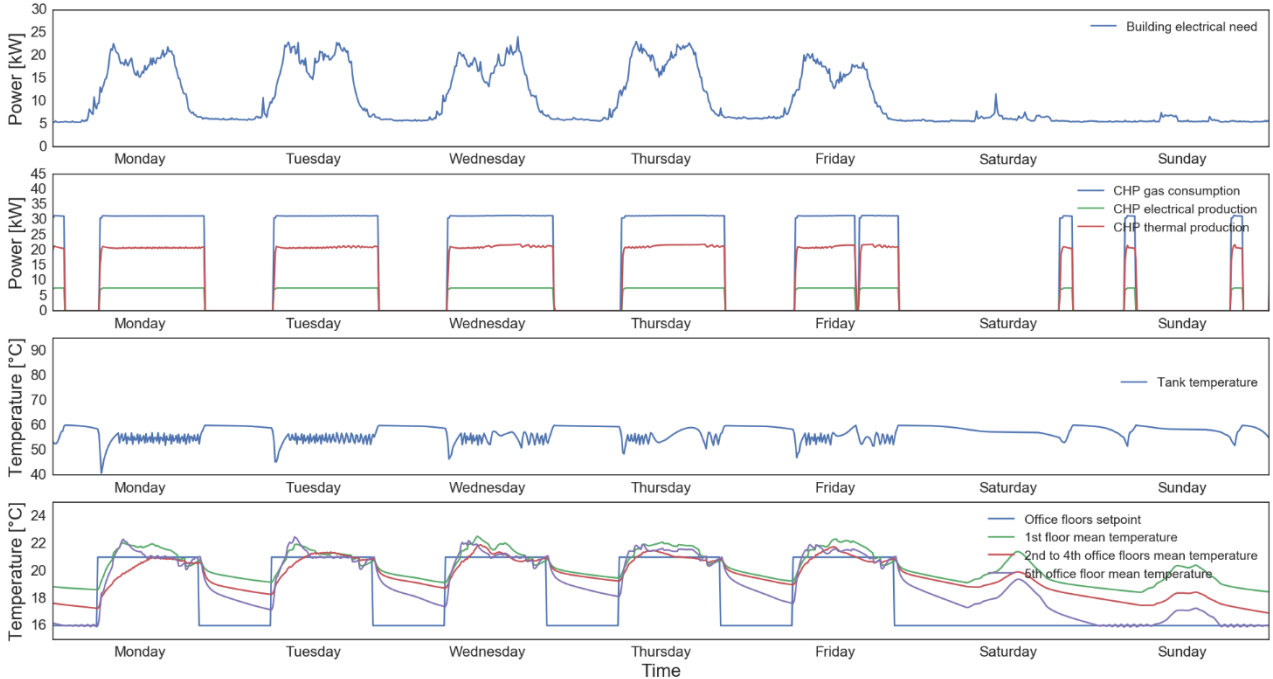


Figure 10: A week (#3) of operation during winter for “2012” building and “reference” system case

A common approach is to compare primary energy consumption for a conventional (subscript *conventional*) energy supply system (gas boiler and national electricity grid) and an alternative (subscript *alternative*) micro-CHP-based supply system. Relative primary energy savings (PES) are defined in (8) :

$$PES = \frac{PE_{conventional} - PE_{alternative}}{PE_{conventional}} \quad (8)$$

Primary energy consumption of the conventional system is given in (9) :

$$PE_{conventional} = FE_{boiler}^{gas} \cdot f_{PE}^{gas} + FE_{need}^{el} \cdot f_{PE}^{el} \quad (9)$$

Primary energy consumption of the alternative system (including micro-CHP) is given in (10) :

$$PE_{alternative} = (FE_{CHP}^{gas} + FE_{boiler}^{gas}) \cdot f_{PE}^{gas} + (FE_{need}^{el} - FE_{CHP}^{el}) \cdot f_{PE}^{el} \quad (10)$$

f_{PE}^{gas} refers to the primary energy conversion factor of natural gas and f_{PE}^{el} to the primary energy factor for electricity. Typical values for France are respectively 1.0 and 2.58. Equation (10) implies:

- Produced micro-CHP electricity displaces grid electricity import from central electrical power plant with transport and distribution losses.
- The same primary energy factor applies for exported and self-consumed micro-CHP electricity production. We do not take into account that self-consumed electricity also avoid low-voltage distribution network losses compared to exported electricity. This is a conservative choice even if different primary energy factors could be used.

A common strategy to increase primary energy savings consists in producing as much electricity as possible as its primary energy factor is higher than gas.

Self-consumption, self-production, electrical coverage

Self-consumption (SC) is the ratio between electricity production consumed on-site and total electricity production. Self-production (SP) is the ratio between the electricity production consumed on-site and total electricity needs. Electrical coverage (EC) is the ratio between total electricity production and electricity needs. Together, these ratios enable to represent the autonomy of the building and the concomitance of production and needs.

Thermal coverage (TC) is the share of total heat production covered by micro-CHP heat production. Its value depends on both micro-CHP maximal thermal power versus building thermal needs and its operation.

Relative peak reduction represents the relative reduction of building electricity consumption for each 10-min time step thanks to the introduction of micro-CHP in the building. This ratio is useful to give insights about how it could be helpful to install a micro-CHP from the point of view of electricity grid manager.

Results and discussion

A selection of 28 configurations (building, system and control) are simulated for a year with Dymola/Modelica. The present section intends to describe the operation of the micro-CHP plant coupled with the building and compare performances thanks to the specific metrics described before. First, we focus on the 2012 building with reference system case to illustrate the operation of our system. Then, we compare simulation results for the four building insulation levels using the reference system.

Finally, a sensitivity analysis for the 2012 building is illustrated.

“Reference” system with 2012 building case analysis

This section describes operation of the building including micro-CHP during a typical winter week (third week of the year, from Monday to Sunday) in the “reference” case for the most insulated building (2012).

Top of Figure 10 shows an electrical base power consumption of about 6 kW which is present during the night and peak load usually occurs from about 9 a.m to 5 p.m. As well, electrical production occurs during opening hours because of higher heating setpoints. There is a good visual correlation between peak load and production. Most of the time, electrical consumption is higher than local production meaning high self-consumption ratio. Figure 10 illustrates that micro-CHP always operates at full load when turned ON. Small and fast variations of tank sensor temperature indicates the backup auxiliary boiler maintains the tank setpoint.

Analysis of Figure 10 illustrates that the operation of the micro-CHP is almost continuous during a winter day except for the fifth day around 4 p.m: warmer external temperature and more solar gains lead to less heating needs. On this particular day, micro-CHP has to stop around 4 p.m because the tank reaches the temperature setpoint. We also observed that three shorter starts-up are necessary during the weekend to maintain setback temperature for the top floor. Globally, the production plant satisfies thermal needs and ensure thermal comfort in every office floors. At last, morning warm-up leads to fast tank temperature drop meaning that it is discharged to quickly reach the comfort temperature (before 9 a.m) in all the office floors.

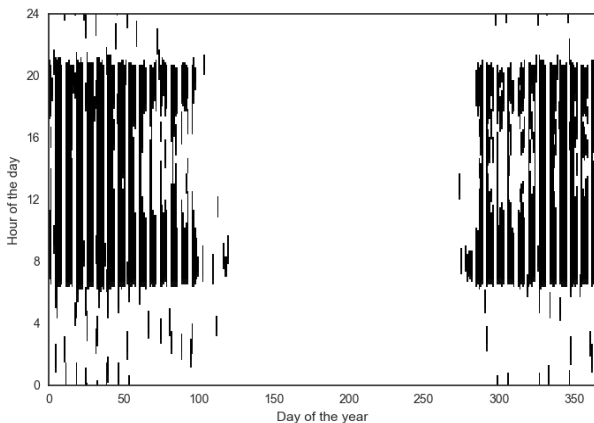


Figure 11: Operating state of micro-CHP for each 10-minutes of the year in the reference case for a 2012 building

Figure 11 represents the operation of the micro-CHP through the year as a carpet plot. Left and right sides of the chart are winter days, upper and lower sides are nights. The unit operates mainly during opening hours (for the “reference” control in the most insulated building). Periodic white vertical lines represents weekend days during winter. During these days, the micro-CHP is mainly turned OFF but it briefly operates during the coldest periods. The operation is typically interrupted

from 11 a.m to 17 p.m during the mid-season as thermal needs are less important.

Results comparison for “Reference” system with 4 different building cases

We now compare plant operation for the four buildings cases. The cogeneration unit size is fixed so that the best level of thermal needs can be determined for this particular engine. The four cases are compared for the same “reference” control. Finally, the same specific electrical load is kept for all cases and previously introduced metrics are studied below.

Primary energy savings

Figure 12 shows that the micro-CHP can operate much longer (1734 h vs 5444 h) in the oldest building case. Indeed, the operation is almost continuous during winter months including night periods. As a result, the micro-CHP offers the highest primary energy savings in that case thanks to a high annual electricity production.

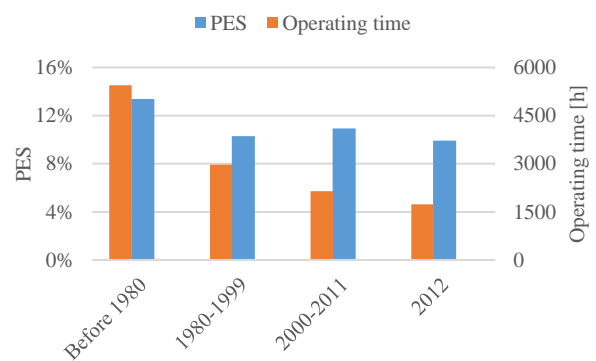


Figure 12: Primary Energy Savings and micro-CHP operating time for “reference” case

Self-consumption, self-production, electrical coverage

Figure 13 shows that the electrical self-consumption is always superior than 85 %, with an increasing trend for the newest buildings.

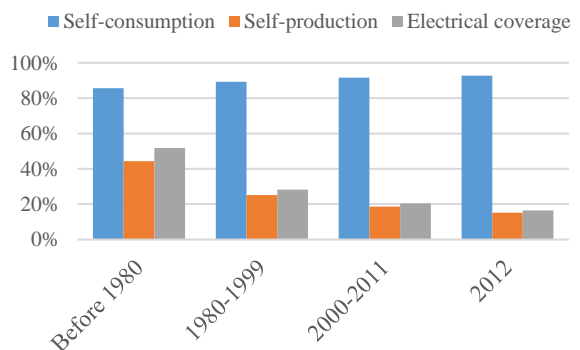


Figure 13: Self-consumption, self-production and electrical coverage for “reference” case

The reason is that micro-CHP sometimes operates at night especially in the oldest buildings (higher thermal needs). However, at night, electrical load is lower leading to electricity export.

As the self-consumption is similar for all cases, the self-production and the electrical coverage mainly depend on

the operating time of the micro-CHP unit. That is why they decrease for newest buildings. For the oldest building, the local electrical production represents about 50 % of the total electricity consumption while it only represents 15 % for the newest building.

Thermal coverage

The opposite trends happen for thermal coverage versus electrical coverage (see Figure 14). The less heat the building consumes the more the micro-CHP is able to cover thermal needs. While theoretical maximal annual heat production of the micro-CHP (20 kW at full load through all year: 175 MWh) is about 1.5 times greater than annual heat demand of the 2012 building (~110 MWh). The constrained maximal power and the thermal dynamics with restricted thermal storage leads to limited thermal coverage.

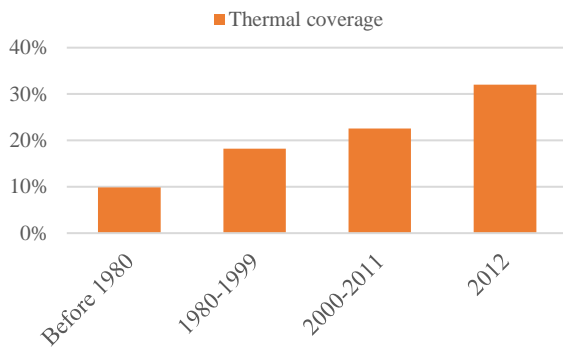


Figure 14: Share of heat production produced by the micro-CHP (thermal coverage)

Electrical peak reduction

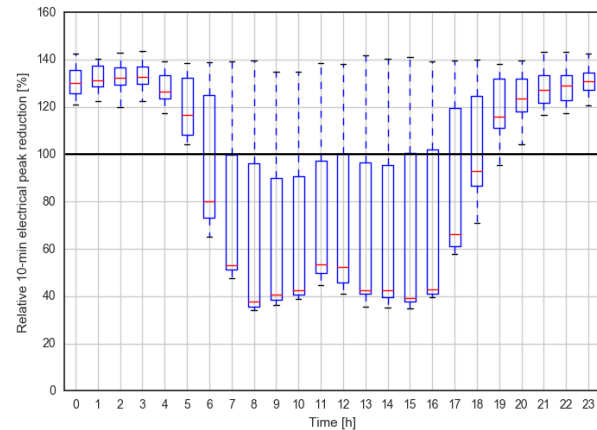
Statistical distribution of the relative electrical peak consumption reduction is illustrated (see Figure 15) during the month of January for the oldest (a) and newest (b) buildings. Peak reduction greater than 100 % means that electricity is exported to distribution grid. For each vertical bar, the box extends from the lower to upper quartile values of the data, with a red line at the median. The whiskers extend from the box to show the range of the data. Short bars represent a tight distribution of peak reduction values. For example, at 8 p.m both buildings are always exporting electricity to the grid. This could be significant to the grid if a large number of buildings are able to shave imports during high national electricity demand (typically at 7-8 p.m during winter months because of electric heating in France).

In the newest (2012) building, the micro-CHP mainly shaves peak demand during the day (no bars at night) while we see continuous operation and peak shaving for the oldest building: bars do not cross zero. At night, electrical needs of the buildings are almost constant and quite low, thus, relative peak shaving is always higher during these periods.

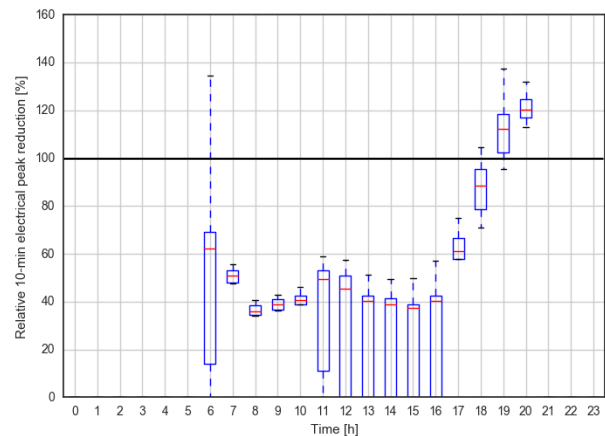
Analysis

Comparisons between different thermal load levels show that thermal needs strongly influence operation of the micro-CHP and its interactions with electrical network. This is mainly due to “reference” control, consisting in

following thermal load of the building. Different control strategies or system parameters could modify micro-CHP behavior. They are investigated thereafter.



a)



b)

Figure 15: Distribution of relative electrical peak reduction during January for oldest (a) and newest (b) buildings

Sensitivity analysis for the 2012 building case

This section presents results comparison for a given building with various storage sizes, controls and emitters. The 2012 building shows greater sensitivity to modifications of control, storage and emitters, thus, we present this case below. For oldest buildings, control and systems have less impact.

Hybrid control typical week of operation

To illustrate how the micro-CHP operates in “hybrid control” mode, Figure 16 shows a week of micro-CHP operation, electricity needs and spot market prices together with water storage temperature.

Multiple “hybrid control events” (price greater than 50 €/MWh) can be observed. Standard storage tank setpoint temperature is 55/60 °C but the tank temperature increases up to 90 °C in about 3 to 4 hours when prices are greater than 50 €/MWh. Typically, these events take place during the morning or in the evening. Even if the building rooms temperature setpoint drops at 9 p.m (resulting in no thermal needs), micro-CHP continues to run until the tank is fully loaded. As high prices usually

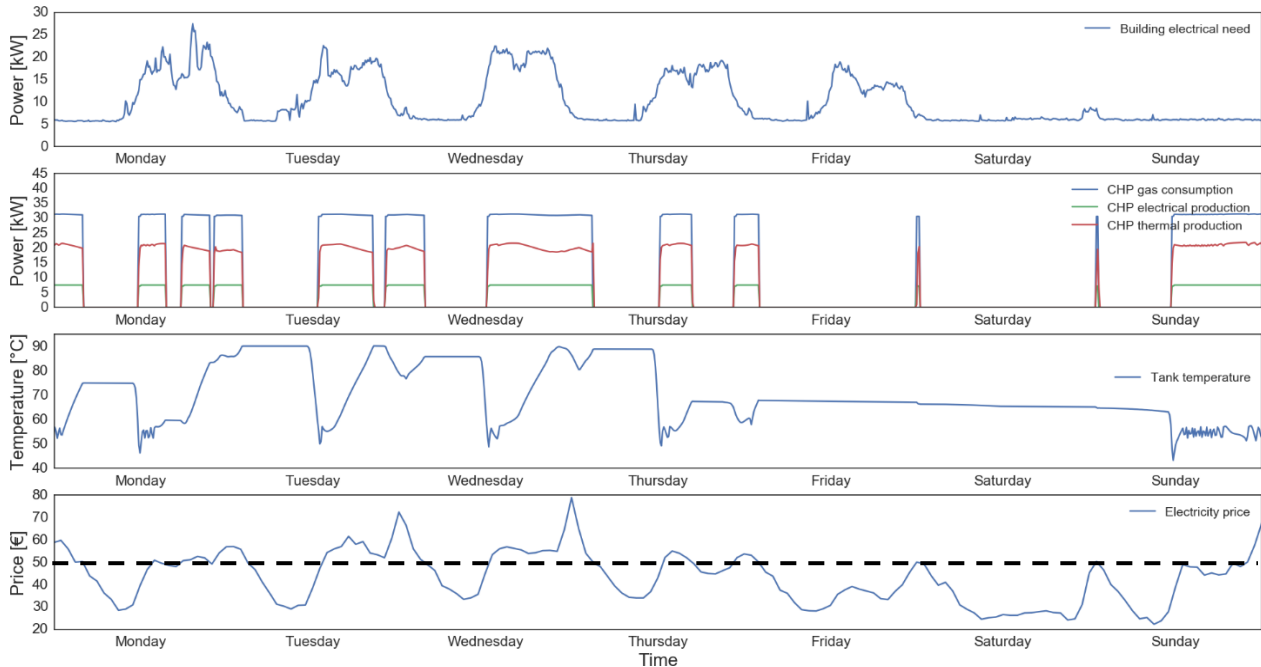


Figure 16: A week (#42) of operation during winter for “2012” building and “Hybrid control” system case

occur when national demand is high, there is a very good correlation between CHP operation and national demand whatever the building thermal needs are.

Primary energy savings

The highest PES is obtained for the “max tank use” control strategy (see Figure 17). This strategy results in an unlimited “hybrid” control where the micro-CHP loads the tank to the limit whenever it can whatever the electricity price is. Therefore, micro-CHP operating time is 43 % longer than the “reference” case; this allows higher annual electricity production. This control strategy is the only one to enable the newest building PES to exceed oldest building PES.

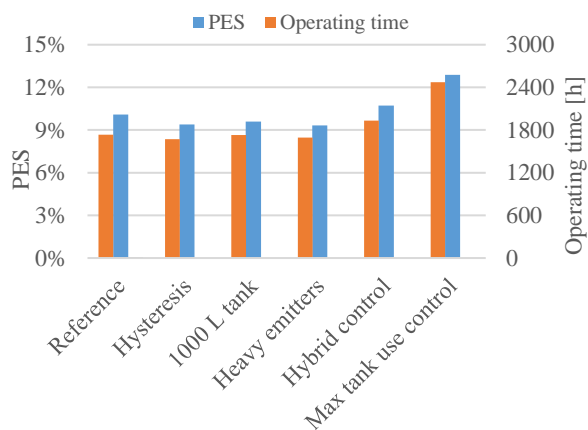


Figure 17: Primary Energy Savings and micro-CHP operating time in 2012 building case

Hybrid control is close to “reference” case: for a threshold value of 50 €/MWh only a few hundreds of hours of hybrid strategy are possible.

Modifying hysteresis or emitters slightly decreases PES. Decrease of water storage volume also reduces PES as it decreases the ability of the micro-CHP to produce electricity by lowering operating time. The auxiliary burner thermal production increases in these cases instead of the micro-CHP.

Self-consumption, self-production, electrical coverage

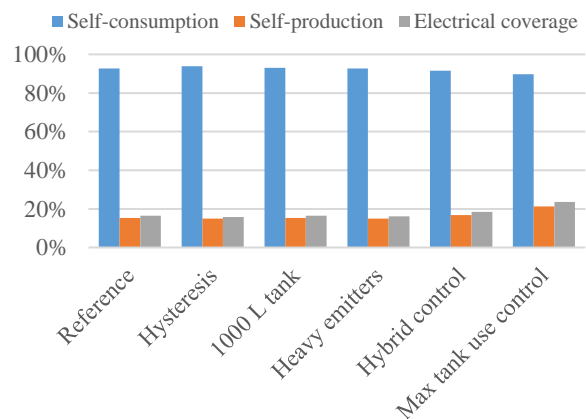


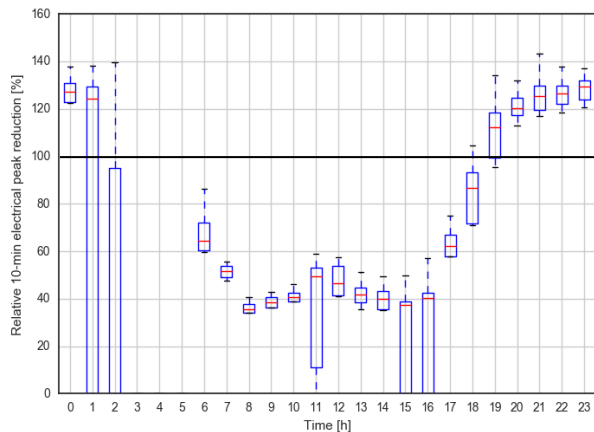
Figure 18: Self-consumption, self-production and electrical coverage for 2012 building case

Figure 18 shows that self-consumption ratio of the “max tank use” control case is lower than all other cases. Actually, micro-CHP unit more often operates in the evening (outside of opening hours). Consequently, the electricity production can occur when electrical needs are low and a part of the electricity production is exported to the distribution grid.

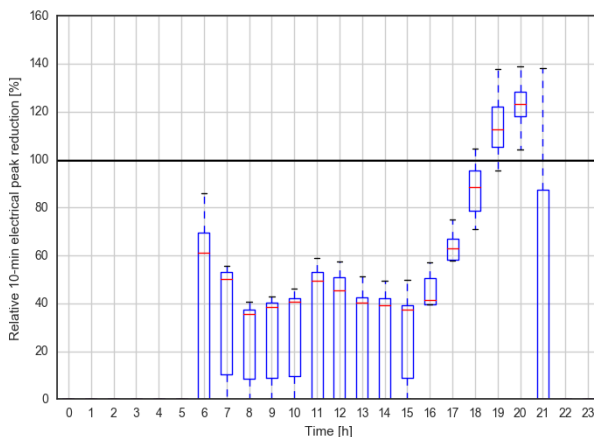
Electrical peak reduction

The “max tank use” control strategy enables the building to be a net electricity exporter from 5 p.m to midnight during January (see Figure 19) as peak reduction values

distribution is tight at these hours. This building could therefore participate in reducing electrical network peak load. In the “hybrid” control, almost no price event is triggered during January, thus the operation is more limited to the opening hours. Finally, distributions of peak reduction values are wide from 6 a.m to 3 p.m meaning that the micro-CHP is less used compared to the previous case.



a)



b)

Figure 19: Distribution of relative electrical peak reduction during January for “max tank use” (a) and “hybrid” (b) control

Conclusion

This paper intended to present results obtained from a dynamic simulation model of a micro-CHP plant coupled to an office building model with various thermal needs, systems (storage and emitters) and controls. As thermal and electrical loads of office buildings are different from residential buildings and not often considered in literature, this work could help enlarging the potential market of micro-CHP with new insights.

This paper showed that primary energy savings for an office building integrating a micro-CHP unit mostly depend on annual thermal need versus nominal power (sizing) and type of control, especially for low thermal needs. For the highest thermal demand building, the micro-CHP is running most of the time whatever the type of control is.

This study could be completed by an economic evaluation of micro-CHP installation according to thermal needs and control strategy. Especially, attention could be focused on potential cost savings due to dynamic electricity price control events. For instance, the micro-CHP would run when the price of electricity consumed by the building is high.

References

- Andlauer B., Optimisation systémiques de micro-cogénérateurs intégrés au bâtiment, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2011.
- Barbieri E. and Spina P. Analysis of innovative micro-CHP systems to meet household energy demands. Applied Energy, vol. 97, pp. 723-733, 2012.
- Bonabe de Rouge R., Titiaux T. Picard P., Stabat P., Marchio D. Experimental Analysis of a Gas Micro-Cogeneration Based on Internal Combustion Engine and Calibration of a Dynamic Model for Building Energy Simulation. CLIMA 2016 - proceedings of the 12th REHVA World Congress: vol. 3, Aalborg, Denmark, 2016.
- Bouvenot J.-B., Andlauer B., Stabat P., Marchio D. and Flament B., "Gas Stirling engine micro CHP boiler experimental data driven model for building energy simulation," Energy and Buildings, no. 84, pp. 117-131, 2014.
- Bouvenot J.-B., Latour B., Siroux M., Flament B., Stabat P. and Marchio D., "Dynamic model based on experimental investigations of a wood pellet steam engine micro CHP for building energy simulation," Applied Thermal Engineering, vol. 73, pp. 1041-1054, 2014.
- Dorer V., Weber A. Energy and carbon emission footprint of micro-CHP systems in residential buildings of different energy demand levels. Journal of Building Performance Simulation, vol. 2 (1) , pp 31-46, 2009.
- Magri G., Di Perna C. and Serenelli G. Analysis of electric and thermal seasonal performances of a residential microCHP unit. Applied Thermal Engineering, vol. 36, pp. 193-201, 2012.
- Kelly, N. J., Clarke, J. A., Ferguson, A., & Burt, G. Developing and testing a generic micro-combined heat and power model for simulations of dwellings and highly distributed power systems. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 222(7), 685-695, 2008.
- Wetter, M., Bonvini, M., Nouidui, T. S., Tian, W. & Zuo, W. (2015). Modelica buildings library 2.0. 14th Conference of International Building Performance Simulation Association, Hyderabad, India, Dec. 7-9, 2015.

Résumé

La micro-cogénération permet de produire simultanément de la chaleur et de l'électricité avec un bon rendement global et ainsi de réduire la consommation d'énergie primaire d'un bâtiment. Diverses technologies existent telles que les moteurs à combustion interne et externe, les turbines à gaz ou les piles à combustible. Le coût d'investissement élevé et les besoins thermiques et électriques intermittents des bâtiments résidentiels et tertiaires rendent l'adaptation d'un micro-cogénérateur complexe. Les difficultés sont principalement liées au dimensionnement, à l'intégration dans l'installation hydraulique (dont un appoint thermique et des stockages d'énergie) et à son pilotage. L'objectif de cette thèse est de développer des outils méthodologiques pour accompagner le développement de la micro-cogénération dans les bâtiments résidentiels et tertiaires. Ces outils facilitent le choix des appareils les plus adaptés, leur dimensionnement et leur intégration technique au bâtiment. Le travail de thèse s'appuie sur l'étude expérimentale et la modélisation des technologies de micro-cogénération. Deux appareils (moteur à combustion interne et micro-turbine) ont été testés. Des modèles numériques dynamiques ont été développés tenant compte de tous les régimes de fonctionnement pour cinq technologies. Les modèles de cogénérateurs ont été intégrés dans une plateforme logicielle modélisant l'enveloppe du bâtiment, l'installation énergétique, sa régulation et les occupants. Les simulations de la plateforme ont été comparées avec succès à des suivis de terrain de micro-cogénérateurs équipant des bâtiments réels. On a mené des analyses de sensibilité et des études paramétriques pour déterminer les paramètres de conception les plus importants. Par rapport à des outils de dimensionnement plus simples, la plateforme permet la conception des installations en évaluant de manière fine leur fonctionnement (cycles, durée de fonctionnement, dégradation des performances...).

Mots Clés

Micro-cogénération, bâtiment, stockage d'énergie, intégration, modélisation, expérimentation

Abstract

Micro-cogeneration allows simultaneous production of heat and electricity with high total efficiency and can therefore lower primary energy consumption of buildings. Various technologies are available on the market such as internal or external combustion engines, gas turbines or fuel cells. Adaptation of micro-cogeneration units to residential and commercial buildings is difficult due to their high investment cost and intermittent thermal and electrical loads. Difficulties are mainly related to sizing, integration into hydraulic installation (including auxiliary burner and energy storages) and controls. The aim of this thesis is to develop tools to assist in the development of micro-cogeneration in residential and commercial buildings. These tools help to choose the units, its sizing and technical integration into the building. The work achieved in this thesis is based on both experimental and numerical studies of multiple micro-cogeneration technologies. Two units (internal combustion engine and gas turbine) were tested. We developed numerical models computing performances in dynamic and stationary operating conditions for five different technologies. These models take place in a platform modeling building envelop, HVAC installation with regulation and occupants. Simulations from this platform were successfully compared with real data from building integrated micro-cogenerations. We carried out sensitivity analysis and parametric studies to determine most important design parameters. Compared to simpler sizing tools, our platform allows to design installations based on a detailed evaluation of operating conditions (cycles, operating time, performance degradation...).

Keywords

Micro-cogeneration, building, energy storage, integration, modeling, experimentation