



HAL
open science

Études expérimentales et numériques d'un micro-cogénérateur solaire - intégration à un bâtiment résidentiel

Simon Martinez

► **To cite this version:**

Simon Martinez. Études expérimentales et numériques d'un micro-cogénérateur solaire - intégration à un bâtiment résidentiel. Thermique [physics.class-ph]. Université de La Rochelle, 2018. Français. NNT : 2018LAROS019 . tel-02114171

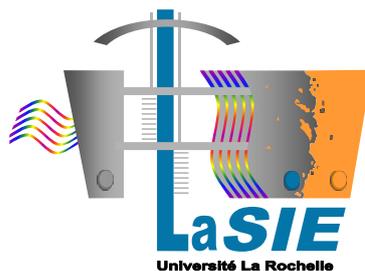
HAL Id: tel-02114171

<https://theses.hal.science/tel-02114171v1>

Submitted on 29 Apr 2019

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

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



THÈSE

pour l'obtention du Grade de
DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE LA ROCHELLE

Ecole Doctorale : EUCLIDE

Discipline : Energétique et thermique

Présentée par :

Simon Martinez

Etudes expérimentales et numériques d'un micro-cogénérateur solaire - Intégration à un bâtiment résidentiel

Soutenue le 6 décembre 2018

JURY

Patrick Glouannec Professeur, Université de Bretagne-Sud, Rapporteur
Monica Siroux Professeur, INSA de Strasbourg, Rapporteur
Christophe Ménézo Professeur, Université de Savoie, Examinateur
Patrick Salagnac Professeur, Université de La Rochelle, Directeur de thèse
Ghislain Michaux Maître de conférences, Université de La Rochelle, Co-directeur
Jean-Louis Bouvier Docteur, EDF, Invité

« *Pour voir loin, il faut y regarder de près* »
Pierre Dac

Remerciements

Au-delà d'une expérience professionnelle ces trois ans de doctorat ont été une aventure humaine qui a été possible grâce à une multitudes d'acteurs. Je profite de ces quelques lignes pour remercier (de manière non exhaustive malheureusement) toutes celles et ceux qui ont permis la réalisation de ce travail.

Tout d'abord je tiens à remercier les membres du jury. Merci à monsieur Christophe Ménézo d'avoir présidé mon jury de thèse. Merci également à monsieur Patrick Glouannec et madame Monica Siroux d'avoir accepté de rapporter mon travail et pour l'avoir bonifié à travers leurs remarques pertinentes. J'ai appris au cours de ces trois années que le planning d'un professeur d'université est très chargé. Je les remercie donc chaleureusement d'avoir accordé un peu de leur précieux temps à la lecture de mon mémoire.

Ce travail a été financé par la communauté d'Agglomération de la ville de La Rochelle à qui j'adresse ma plus grande reconnaissance.

Je remercie le laboratoire LaSIE dirigé successivement par Karim Aït-Mokhtar puis Xavier Feugas de m'avoir accueilli au cours de ces trois années. Je remercie également tout le personnel administratif que j'ai (un peu) embêté et qui m'a à chaque fois apporté une aide précieuse. J'en profite pour adresser un merci particulier à Patrice Blondeau pour nos parties de tennis endiablées. J'espère t'avoir donné du fil à retordre.

Si une thèse peut parfois être perçue comme une expérience très personnelle, je suis aujourd'hui persuadé que la réussite d'un tel travail nécessite de nombreux échanges et questionnement partagés. J'exprime donc ici toute ma gratitude à messieurs Patrick Salagnac et Ghislain Michaux d'avoir accepté de diriger mon travail et pour l'avoir fait avec rigueur. J'espère avoir été un doctorant efficace.

Je tiens également à remercier les nombreuses personnes qui ont permis de me sortir d'impasse ou qui ont tout simplement accepté de me faire une place dans leur planning. Merci à Michel Burlot qui a su se libérer quelques heures pour venir m'épauler quand deux mains ne suffisaient plus sur la manip. Merci également à Loïc Adol pour sa pédagogie et sa grande connaissance du fonctionnement du prototype. Nos discussions ont à chaque fois été fructueuses, merci et bravo pour ton professionnalisme. Je voudrais également adresser un immense merci à Jean-Louis Bouvier. J'espère avoir un jour l'occasion de te rendre un peu de ce que tu m'as apporté. Je n'oublierai jamais nos échanges lorsque l'installation avait encore de nombreux mystères pour moi. J'ai eu l'occasion de te le dire, je le fais ici une fois de plus, merci beaucoup pour ta disponibilité, ta patience et ta gentillesse. Enfin, j'aimerais remercier Jean-Luc Faure avec qui j'ai beaucoup échangé sur les aspects de modélisation des systèmes énergétiques. Merci Jean-Luc, tu fais partie de ces rares personnes avec qui travailler devient un jeu.

Il est bien sûr impossible d'oublier mes compagnons de galère que sont l'ensemble des doctorants du laboratoire. Je vous souhaite à tous une belle réussite pendant et après votre thèse. Mention spéciale aux membres du bureau 150A. Merci à (par ordre alphabétique) : Alexandra, Chofa, David, Georgios, Guillaume, Kevin, Louis, Malek, Mourad, Rayan, Sébastien, Thomas, Wei et Ying. C'était un plaisir de partager un (presque) studieux quotidien avec vous et je ne doute pas qu'on se

revera bientôt. Merci également à Marika, Manon, Anaïs, Pierre, Matthieu, Fanny et « les Antoine » pour les repas ou les badminton partagés.

Je remercie également Sylvain Labedens que j'ai eu le plaisir d'encadrer en début de thèse. Merci d'avoir partagé avec moi quelques heures sur le prototype. Merci pour le « jus de cerveau » que tu as mis dans les débogages et bravo pour le travail réalisé.

Merci également à tous mes amis. Aux copains de l'ENSIP qui ont toujours su répondre présent pour une sortie bateau ou pour tout autre événement moins sportif. Aux copains de Luchon qui sont venus me voir malgré la distance. J'essaierai d'être plus disponible à l'avenir. Merci aux copains « biologistes » de Chizé pour leur joie de vivre et leur ouverture d'esprit qui a autorisé un thésard en énergétique à se joindre de temps en temps à leurs discussions.

Ces trois années ont été également marquées par la musique. Un immense merci aux amis de la fanfare des Princes de LR (la meilleure fanfare de l'ouest) pour les répétitions du mardi soir où ça bossait les structures de manière acharnée. Merci également pour ces moments de bonheur non négociables un peu partout dans la région, et surtout merci pour votre joie de vivre, surtout ne changez(eons ?) rien !

Je terminerai en remerciant ma famille dont le soutien a toujours été sans faille. Merci à ma mère, mon père et ma sœur d'être ce qu'ils sont. Enfin, les derniers mots de ces remerciements seront pour Marion parce qu'elle est démentielle et que je lui ai promis.

Table des matières

REMERCIEMENTS	V
TABLE DES MATIERES	VII
NOMENCLATURE.....	XI
LETTRES GREQUES	XII
INDICES ET EXPOSANTS.....	XII
INTRODUCTION GENERALE.....	1
CHAPITRE 1.....	4
Introduction.....	5
1 Contexte énergétique	5
1.1 Secteurs d'activités énergivores	5
1.1.1 En Europe	5
1.1.2 En France.....	6
1.2 Mix énergétique	7
1.2.1 Dans le monde	7
1.2.2 En Europe	8
1.3 Epuisement des ressources fossiles.....	10
1.4 Emissions anthropiques de CO ₂	11
1.5 Réchauffement climatique global	12
2 Problématique	13
2.1 Réduire la consommation des bâtiments	13
2.2 Aller vers des systèmes à plus haut rendement énergétique	16
2.3 Intégrer les ENR	17
3 La cogénération dans le bâtiment	17
4 Etat de l'art	18
4.1 Cogénération thermodynamique.....	18
4.1.1 Turbine à vapeur	18
4.1.2 Turbine à fluide organique	19
4.1.3 Turbine à gaz	19
4.1.4 Cycles combinés	20
4.1.5 Moteur à vapeur	21
4.1.6 Moteurs à combustion	22
4.2 Cogénération par piles à combustibles	25
4.3 Cogénération photovoltaïque.....	25
5 Intégration de la micro-cogénération au bâtiment	26
5.1 Gain en flexibilité	27
5.2 Types de bâtiments	27
5.2.1 Bâtiments résidentiels.....	28
5.2.2 Bâtiments tertiaires.....	29
5.2.3 Synthèse	29
5.3 Potentiel de réduction des émissions de GES	31
5.4 Potentiel d'économie d'énergie primaire	32
6 Intégration des ENR en micro-cogénération	33
6.1 La ressource solaire	33
6.1.1 Les technologies à concentration	33
6.1.2 Les technologies hybrides photovoltaïques thermiques (PVT) et capteurs solaires non concentrés	36
6.2 La ressource biomasse.....	37
6.2.1 Définition	37
6.2.2 Exemples de technologies biomasse en micro-cogénération....	37
6.3 La ressource biogaz	38
6.3.1 Définition	38
6.3.2 Exemples de technologies biogaz en micro-cogénération	38

6.4	Autres technologies - hybridation.....	39
7	Positionnement du travail de thèse.....	39
	Conclusions.....	40
CHAPITRE 2.....	42	
	Introduction.....	43
1	La génération de vapeur à partir de l'énergie solaire concentrée.....	43
2	Présentation du prototype.....	44
2.1	Schéma de principe.....	44
2.2	Description des éléments.....	47
2.2.1	Le concentrateur solaire.....	47
2.2.2	Le skid hydraulique.....	48
2.2.3	Le moteur à vapeur.....	50
2.2.4	La boucle secondaire.....	51
2.3	Pilotage de l'installation.....	51
3	Campagne d'essais expérimentaux.....	52
3.1	Instrumentation.....	52
3.2	Incertitudes sur le calcul des puissances thermiques.....	54
3.3	Définition des indicateurs.....	54
3.4	Caractérisation du concentrateur seul.....	56
3.4.1	Caractérisation de la surchauffe.....	57
3.4.2	Créneaux sur le débit d'alimentation du champ solaire.....	67
3.4.3	Détermination du débit de surchauffe.....	73
3.4.4	Instabilité du régime de surchauffe.....	78
3.5	Caractérisation de l'ensemble du micro-cogénérateur.....	82
3.5.1	Essai avec moteur à faible pression.....	82
3.5.2	Essai avec moteur, après changement de segments.....	87
	Conclusions.....	93
CHAPITRE 3.....	96	
	Introduction.....	97
1	Concentrateur solaire.....	97
1.1	Introduction.....	97
1.2	Modèle simplifié de type « Frontière mobile ».....	98
1.2.1	Hypothèses du modèle.....	98
1.2.2	Description mathématique.....	99
1.2.3	Résultats.....	105
1.2.4	Conclusions.....	107
1.3	Modèle statique avec loi de rendement.....	107
1.4	Comparaison des modèles.....	108
1.5	Conclusions.....	113
2	Moteur à vapeur.....	114
2.1	Introduction.....	114
2.2	Paramètres du modèle.....	114
2.3	Corrélations pour le moteur à vapeur.....	115
2.4	Comparaison entre résultats expérimentaux et des corrélations....	115
3	Chaudière biomasse.....	118
3.1	Introduction.....	118
3.2	Description du modèle.....	119
3.3	Prise en compte de l'inertie thermique à l'arrêt et au démarrage ...	120
4	Echangeur.....	120
4.1	Introduction.....	120
4.2	Mise en équation.....	122
5	Couplage des modèles.....	122
5.1	Présentation du couplage.....	122
5.2	Comparaison des puissances (électriques et thermiques) mesurées et simulées.....	123

Conclusions	128
CHAPITRE 4	130
Introduction	131
1 Détermination du secteur d'application	131
2 Evaluation des besoins du bâtiment	132
2.1 Besoins en électricité spécifique	134
2.1.1 Méthodes expérimentales	134
2.1.2 Méthodes statistiques	135
2.1.3 Méthodes de type « boîte noire »	135
2.1.4 Méthodes stochastiques	136
2.2 Besoins en Eau Chaude Sanitaire	136
2.2.1 Etudes statistiques	136
2.2.2 Méthodes stochastiques	137
3 Modélisation du bâtiment et de ses besoins	138
3.1 Descriptif du bâtiment modélisé	138
3.2 La ventilation	139
3.3 Le chauffage	140
3.4 L'électricité spécifique	141
3.5 L'eau chaude sanitaire	142
4 Description de la modélisation TRNSYS	143
4.1 Le circuit primaire	144
4.2 Le circuit secondaire	145
4.3 Le circuit de distribution et le couplage au bâtiment	146
5 Hybridation avec appoint sur la boucle primaire	147
5.1 Etude du fonctionnement	149
5.2 Analyse de la réponse des différents circuits	150
5.2.1 Le circuit primaire	151
5.2.2 Le circuit secondaire	153
5.2.3 La distribution	155
5.3 Bilan de fonctionnement, période estivale	159
5.4 Bilan de fonctionnement, période hivernale	162
5.5 Bilan annuel	164
6 Hybridation avec appoint côté distribution	167
6.1 Etude de fonctionnement	167
6.2 Analyse de la réponse des différents circuits	168
6.2.1 Le circuit primaire	169
6.2.2 Le circuit secondaire	171
6.2.3 La distribution	172
6.3 Bilan de fonctionnement, période estivale	175
6.4 Bilan de fonctionnement, période hivernale	177
6.5 Bilan annuel	179
7 Etude paramétrique et optimisation de l'usage d'un micro-cogénérateur solaire	180
7.1 Etude d'un bâtiment fortement consommateur	181
7.2 Etude paramétrique du micro-cogénérateur	182
7.2.1 Efficacité de l'échangeur	183
7.2.2 Isolation du ballon	184
7.2.3 Volume du ballon	185
7.2.4 Position géographique	186
7.2.5 Bilan	187
7.3 Augmentation de la charge thermique	189
7.4 Bilan annuel	190
Conclusions	191
CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES	193
BIBLIOGRAPHIE	196

ANNEXES	205
Annexe 1 : Résolution du modèle de l'évaporateur	206
Annexe 2 : Caractéristiques des parois de la maison INCAS.....	209
Annexe 3 : Temps de mise en régime du concentrateur solaire	210
Annexe 4 : Dimensionnement des émetteurs.....	211
Annexe 5 : Caractéristiques du ballon de stockage et de la chaudière .	212
Annexe 6 : Analyse de l'évolution libre du ballon de stockage.....	214
Annexe 7 : Etude de sensibilité	215

Nomenclature

c_p	Chaleur spécifique	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
D	Diamètre	m
D_h	Diamètre hydraulique	m
g	Accélération de la pesanteur	m.s^{-2}
h	Enthalpie massique	J.kg^{-1}
h_{conv}	Coefficient d'échange convectif	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
h_{lg}	Chaleur latente de vaporisation	J.kg^{-1}
I	Irradiance directe normale	W.m^{-2}
\dot{m}	Débit massique	kg.s^{-1}
N	Vitesse de rotation du moteur	tr.min^{-1}
p	Pression	bar
P	Puissance	W
\dot{Q}	Puissance thermique	W
R	Résistance thermique	K.W^{-1}
r_p	Ratio de pression	-
T	Température	K
V	Volume	m^3
x	Titre de vapeur	-
Nu_{D_h}	Nombre de Nusselt $\frac{h_{conv} D_h}{\lambda}$	-
Re_{D_h}	Nombre de Reynolds $\frac{VD_h}{\nu}$	-
Pr	Nombre de Prandtl $\frac{\nu}{\alpha}$	-
X_{tt}	Paramètre de Martinelli $\left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_{vap}}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_{vap}}\right)^{0,1}$	-

Lettres grecques

α	Diffusivité thermique	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
ε	Emissivité	-
η	Rendement	-
λ	Conductivité thermique	$\text{W}.\text{m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
μ	Viscosité dynamique	$\text{kg}.\text{m}^{-1}.\text{s}^{-1}$
ρ	Masse volumique	$\text{kg}.\text{m}^{-3}$
σ	Constante de Stefan Boltzmann	$\text{W}.\text{m}^{-2}.\text{K}^{-4}$
σ_{c}	Tension superficielle	$\text{J}.\text{m}^{-2}$
ν	Viscosité cinématique	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$

Indices et exposants

<i>abs</i>	absorbé
<i>an</i>	annulaire
<i>bât</i>	bâtiment
<i>ech</i>	échangeur
<i>ext</i>	extérieur
<i>chap</i>	chapelle
<i>CLO</i>	Courtes longueurs d'ondes
<i>comb</i>	combustible
<i>cond</i>	conductif
<i>cons</i>	consommée
<i>conv</i>	convectif
<i>diph</i>	diphasique
<i>ech</i>	échangé
<i>él</i>	électrique
<i>f</i>	fluide
<i>gen</i>	général
<i>GLO</i>	Grandes longueurs d'ondes
<i>liq</i>	liquide
<i>mono</i>	monophasique
<i>ray</i>	rayonné
<i>sat</i>	saturation
<i>sol</i>	solaire
<i>th</i>	thermique
<i>vap</i>	vapeur

Introduction générale

Depuis quelques années, l'augmentation des émissions de gaz à effet de serre (GES) et son impact sur le climat inquiète la communauté scientifique. Le dérèglement climatique, en grande partie causé par les émissions de GES liées à l'activité humaine, ne pourra probablement pas être maîtrisé sans « décarbonner » les sociétés industrielles. Récemment, les accords de Paris (COP21) ont été un moment symboliquement important de la prise de conscience mondiale de ces enjeux environnementaux avec 195 parties signataires.

Du côté européen, les objectifs fixés en 2009 à l'horizon 2020 par le Paquet Energie-Climat étaient ambitieux : une réduction de 20 % des émissions de GES (en comparaison avec l'année 1990), une introduction de 20 % d'énergie renouvelable dans le mix énergétique européen et une réduction de 20 % de la consommation énergétique. Depuis, 28 pays de l'Union Européenne ont abouti en 2014 à un nouvel accord « Paquet Energie-Climat pour 2030 » avec pour objectif de porter la part des énergies renouvelables à 27 % de la consommation européenne, de réduire de 40 % les émissions de GES et de réaliser 27 % d'économie d'énergie par rapport à 1990.

Dans ce contexte, la micro-cogénération apparaît comme une solution technologique puisqu'elle permet d'optimiser les rendements de conversion de l'énergie primaire en énergie finale. De manière générale, il s'agit d'un moyen de production décentralisée générant simultanément de l'électricité et de la chaleur à partir d'une unique source d'énergie primaire. Notons que les énergies finales produites peuvent être de nature différentes (production de froid, d'eau douce,...). Plus concrètement, il s'agit de valoriser les chaleurs fatales lors de la production d'électricité. Ce moyen de production permet alors d'augmenter le rendement global de conversion, de diversifier/sécuriser l'approvisionnement énergétique et de rendre le consommateur « producteur d'énergie ».

Les travaux présentés dans ce manuscrit s'inscrivent dans la continuité du projet MICOSOL (**M**icro-**CO**génération **SOL**aire) débuté en 2011 et initié par le laboratoire LaSIE et les sociétés Exoès et Exosun. Les précédents travaux ont permis de mettre au point un dispositif expérimental et d'en caractériser ses performances. Le prototype expérimental génère de l'électricité et de la chaleur grâce à un cycle thermodynamique de Hirn. La source chaude est majoritairement constituée par le rayonnement solaire concentré par des capteurs cylindro-paraboliques. Le fluide de travail est l'eau, utilisé en génération directe de vapeur. La génération d'électricité est assurée par la détente de la vapeur dans un moteur à piston monocylindre.

Les originalités de ce projet sont l'utilisation de l'eau comme fluide de travail, la taille réduite du champ solaire (46,5 m²) ainsi que le suivi solaire deux axes dans le but de maximiser les apports solaires.

Les premiers résultats ont été présentés par Jean-Louis Bouvier dans le cadre de ses travaux de thèse [1]. Des essais expérimentaux ont permis, dans un premier temps, d'évaluer séparément les performances du concentrateur cylindro-parabolique et du moteur à vapeur puis, dans un second temps, de caractériser le fonctionnement global de l'installation après couplage du concentrateur au moteur à vapeur.

Dans la continuité de ces travaux, les objectifs sont ici d'étudier l'intégration d'un micro-cogénérateur solaire à un bâtiment. Dans ce but, de nouveaux essais ont

été réalisés afin d'affiner la compréhension du fonctionnement d'une telle installation et de valider un modèle de comportement du prototype. Le modèle ainsi développé est utilisé afin de discuter de l'intégration d'un tel système à l'habitat et d'en évaluer ses performances énergétiques.

Le **premier chapitre** présente le contexte énergétique actuel du secteur du bâtiment ainsi qu'un état de l'art des technologies de micro-cogénération disponibles. Y sont rapportées différentes études traitant du couplage de systèmes de micro-cogénération à des bâtiments. Les technologies de micro-cogénération utilisant des énergies renouvelables font l'objet d'une attention particulière.

Le **second chapitre** rapporte l'étude expérimentale menée sur le prototype. Dans le but de renforcer la base de données d'essais réalisés sur le prototype et de faire fonctionner le prototype dans des conditions inédites, différents essais ont été réalisés et sont détaillés dans cette partie. Ces essais ont également permis d'avancer des stratégies de gestion de l'intermittence de la ressource solaire pour permettre une production continue d'électricité et de chaleur.

La modélisation de l'unité de micro-cogénération solaire étudiée est présentée au **chapitre 3**. Pour chaque élément la composant, les corrélations utilisées sont présentées et, lorsque cela est possible, validées par comparaison aux données expérimentales. Des modèles pour le concentrateur cylindro-parabolique, pour l'appoint de chaleur, l'échangeur thermique et le moteur à vapeur sont discutés dans cette section.

Enfin, le **chapitre 4** traite du couplage numérique du micro-cogénérateur à un bâtiment de type résidentiel. Deux stratégies d'utilisation de l'appoint sont proposées en fonction de la position de ce dernier (sur la boucle primaire ou sur la boucle de distribution). Pour ces deux solutions, les performances de l'installation pour deux semaines caractéristiques sont détaillées. Enfin, une étude sur l'impact d'une augmentation des besoins thermiques sur les performances du micro-cogénérateur est proposée.

Chapitre 1

Contexte et état de l'art

Introduction	5
1 Contexte énergétique	5
1.1 Secteurs d'activités énergivores	5
1.2 Mix énergétique	7
1.3 Epuisement des ressources fossiles	10
1.4 Emissions anthropiques de CO ₂	11
1.5 Réchauffement climatique global	12
2 Problématique	13
2.1 Réduire la consommation des bâtiments	13
2.2 Aller vers des systèmes à plus haut rendement énergétique	16
2.3 Intégrer les ENR	17
3 La cogénération dans le bâtiment	17
4 Etat de l'art	18
4.1 Cogénération thermodynamique.....	18
4.2 Cogénération par piles à combustibles	25
4.3 Cogénération photovoltaïque	25
5 Intégration de la micro-cogénération au bâtiment	26
5.1 Gain en flexibilité	27
5.2 Types de bâtiments	27
5.3 Potentiel de réduction des émissions de GES	31
5.4 Potentiel d'économie d'énergie primaire	32
6 Intégration des ENR en micro-cogénération	33
6.1 La ressource solaire	33
6.2 La ressource biomasse.....	37
6.3 La ressource biogaz	38
6.4 Autres technologies - hybridation.....	39
7 Positionnement du travail de thèse	39
Conclusions	40

Introduction

En physique, l'énergie peut être définie par la capacité à modifier un état, à produire un travail, du mouvement, de la lumière ou de la chaleur. Elle caractérise donc la transformation d'un système. En effet, toute action ou changement d'état nécessite un échange d'énergie.

Depuis la maîtrise du feu grâce à la combustion de la biomasse, en passant par l'utilisation des animaux en agriculture jusqu'à la maîtrise de réactions nucléaires pour générer de l'électricité, l'Homme a imaginé des procédés permettant de transformer efficacement son environnement pour son développement. L'énergie est donc depuis toujours au centre du développement des activités techniques et industrielles.

La première révolution industrielle, à la fin du XVIII^{ème} siècle, fut possible grâce à l'utilisation de la ressource charbon. Reposant sur la combustion de ce dernier, les machines à vapeur se sont développées à la fin du XVII^{ème} siècle (Papin et Watt) et ont trouvé des applications dans de nombreux secteurs dont la métallurgie et le transport ferroviaire.

La seconde révolution industrielle, à la fin du XIX^{ème} siècle, est liée à la maîtrise de deux nouvelles sources d'énergie que sont le pétrole et l'électricité. A cette époque, de nombreuses technologies, encore utilisées aujourd'hui, ont vu le jour et se sont développées. L'automobile (Cugnot 1771) a profondément modifié le rapport de l'Homme à l'espace, tandis que le moteur électrique (Faraday 1821) a permis l'automatisation de nombreuses tâches. Les premiers moteurs à combustion interne voient également le jour à cette époque (Diesel 1892).

Enfin, la maîtrise de l'énergie nucléaire et le développement des énergies renouvelables (photovoltaïque, éolien, biogaz, solaire thermique...) marquent l'arrivée dans l'ère moderne, moment de l'Histoire où l'Homme prend en compte l'influence de son activité sur son environnement. En effet, la communauté scientifique s'accorde majoritairement sur la responsabilité des activités humaines sur l'évolution du climat. Les enjeux énergétiques actuels et à venir sont donc considérables. Ils viseront à réduire l'impact des populations sur leur environnement tout en permettant la continuité de leur développement. Cela devra passer par une réduction des émissions de CO₂ ainsi que par le remplacement des énergies fossiles.

1 Contexte énergétique

1.1 Secteurs d'activités énergivores

1.1.1 En Europe

La raréfaction des ressources fossiles devrait entraîner une hausse importante de leur coût dans le futur. Afin d'entreprendre des mesures de réduction des consommations et de parvenir à une plus grande efficacité des systèmes énergétiques, il convient en premier lieu de cibler les secteurs d'activités qui consomment le plus d'énergie. Dans cette optique, la Figure 1 propose une représentation graphique de la répartition des consommations d'énergie finale par secteur en Europe pour l'année 2014 [2]. On entend par énergie finale, l'énergie récupérée en fin de chaîne de transformation de l'énergie, directement utilisée par le consommateur.

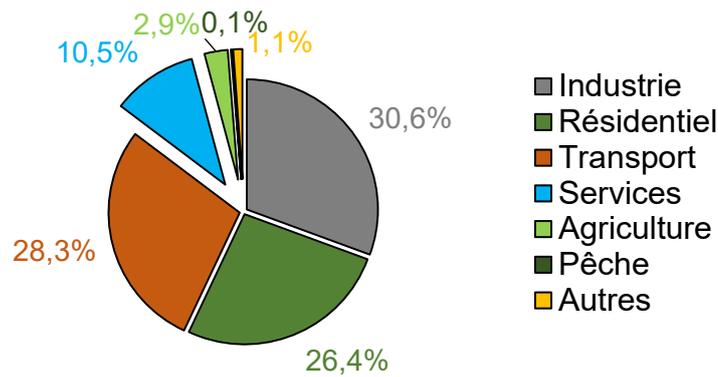


Figure 1 : Répartition des consommations d'énergie finale par secteurs d'activité en Europe en 2014 [2]

A l'échelle européenne, les trois secteurs les plus énergivores sont l'industrie, le résidentiel et le transport. C'est donc en priorité dans ces secteurs que des efforts doivent être entrepris en matière d'utilisation rationnelle de l'énergie et de réduction d'émission de CO₂.

1.1.2 En France

Pour le cas français, l'ADEME [3] propose une classification simplifiée autour de quatre secteurs principaux : le transport, l'agriculture, le résidentiel et le tertiaire, et l'industrie. Comme pour le cas européen, le résidentiel, l'industrie et les transports sont les trois plus importants secteurs en terme de consommation d'énergie finale (Figure 2).

On constate que le secteur du bâtiment est le premier consommateur d'énergie primaire en France. La réduction de cette consommation semble possible par la combinaison d'actions simultanées : la réduction de la consommation finale grâce à une meilleure isolation, la sensibilisation des occupants en faveur d'une sobriété énergétique et le développement de systèmes plus efficaces pour la conversion de l'énergie primaire.

Notons qu'il y a une évolution de la répartition de la consommation d'énergie finale en France. En effet, en 1970, l'industrie comptait pour 38 % alors que les transports, et le résidentiel et tertiaire représentaient respectivement 29 % et 41 % de cette consommation. On observe donc une diminution très marquée de la consommation de l'industrie en France.

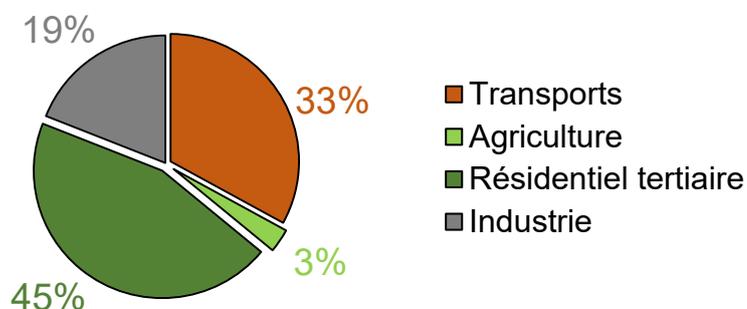


Figure 2 : Répartition des consommations d'énergie finale par secteurs d'activité en France en 2014 [3]

1.2 Mix énergétique

Cette partie a pour objectif de présenter un panorama « quantitatif » des ressources énergétiques utilisées dans le monde, en Europe, et en France. L'étude se portera sur l'évolution des consommations au cours du temps mais également sur le type d'énergie primaire consommée. On entend par énergie primaire une forme d'énergie n'ayant subi aucune transformation. Il s'agit du pétrole, du gaz naturel, du charbon, du nucléaire et des énergies renouvelables (hydroélectrique, solaire, biomasse, biogaz, ...).

1.2.1 Dans le monde

Le développement technique et industriel de nos sociétés s'accompagne mécaniquement d'une augmentation de la consommation en énergie primaire au cours du temps. Depuis la seconde révolution industrielle, les consommations en énergie primaire ont une nette tendance à la hausse. La croissance démographique joue également un rôle important dans cette augmentation.

La Figure 3 présente la consommation en énergie primaire mondiale totale et par continent en tonne équivalent pétrole (tep). L'explosion démographique en Asie est le fait marquant des vingt dernières années, entraînant une augmentation brutale de la consommation. Dans le même temps, en Europe et en Amérique du Nord, continents déjà industrialisés, elle demeure stable.

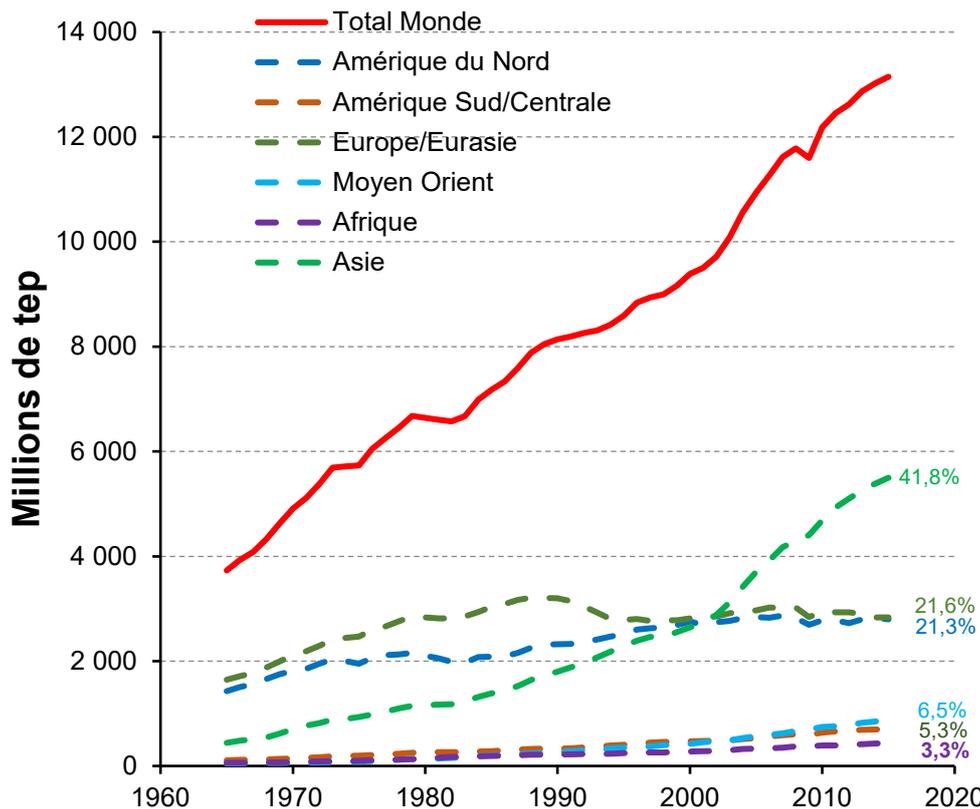


Figure 3 : Evolution de la consommation d'énergie primaire dans le monde et par continent [4]

En 2015, l'Asie est la partie du monde où l'on consomme le plus d'énergie primaire. Viennent ensuite l'Europe et l'Amérique du Nord, puis le Moyen-Orient, l'Afrique, et l'Amérique du Sud et Centrale. Notons que le développement de ces régions du monde pourrait entraîner de nouvelles hausses. Nous remarquons également que

la consommation semble fortement liée au développement économique : augmentation de la consommation en Asie et stabilisation de la consommation dans les pays développés, où la croissance économique est moins importante.

Si la valeur totale de la consommation donne une première idée de la tendance mondiale et des régions fortement consommatrices en énergie, il est également intéressant de regarder quelles sont les énergies utilisées dans chaque région du Monde.

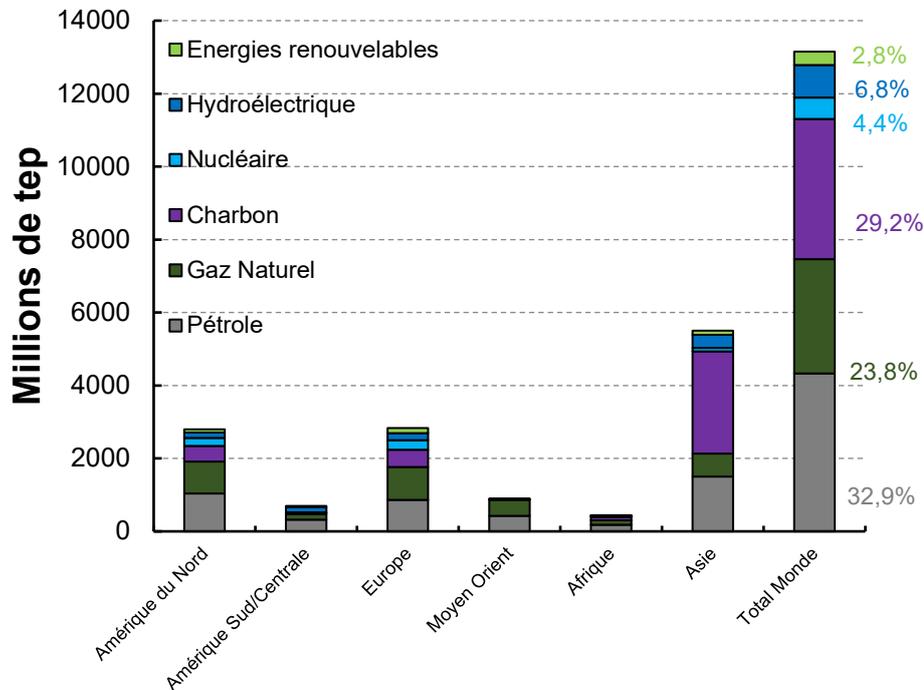


Figure 4 : Mix énergétique mondiale en 2015 [4]

La Figure 4 présente le mix énergétique mondial en tonnes équivalent pétrole pour l'année 2015. On remarque que les ressources énergétiques fossiles (pétrole, gaz naturel, charbon et nucléaire) représentent 90,3 % des ressources utilisées dans le Monde. Les énergies renouvelables, quant à elles, ne représentent que 9,7 % de la consommation d'énergie totale, dont 6,8 % pour l'énergie hydroélectrique. Cette dernière forme d'énergie renouvelable a été traitée séparément compte tenu de sa proportion importante.

1.2.2 En Europe

En Europe, l'organisme Eurostat [5] permet d'avoir accès aux données de consommation en énergie primaire de la zone européenne depuis les années 1990. Ces données sont présentées, par pays, sur la Figure 5. On observe une consommation totale européenne stable depuis 1990, aux alentours de 1 800 millions de tonnes équivalent pétrole. Dans un souci de clarté, seuls les résultats des 11 pays les plus consommateurs sont présentés.

On peut observer des tendances contrastées. Par exemple, l'Ukraine a connu une forte diminution de sa consommation énergétique entre 1990 et 2000. Ceci illustre le lien étroit entre énergie et économie. En effet, au cours de cette période, le PIB de l'Ukraine a été divisé par deux puisque des conflits politiques entre l'Ukraine et la Russie ont conduit à une diminution drastique des importations en gaz naturel.

Afin de s'affranchir de sa dépendance vis-à-vis du gaz russe, l'Ukraine est depuis quelques années très impliquée sur les questions d'efficacité énergétique.

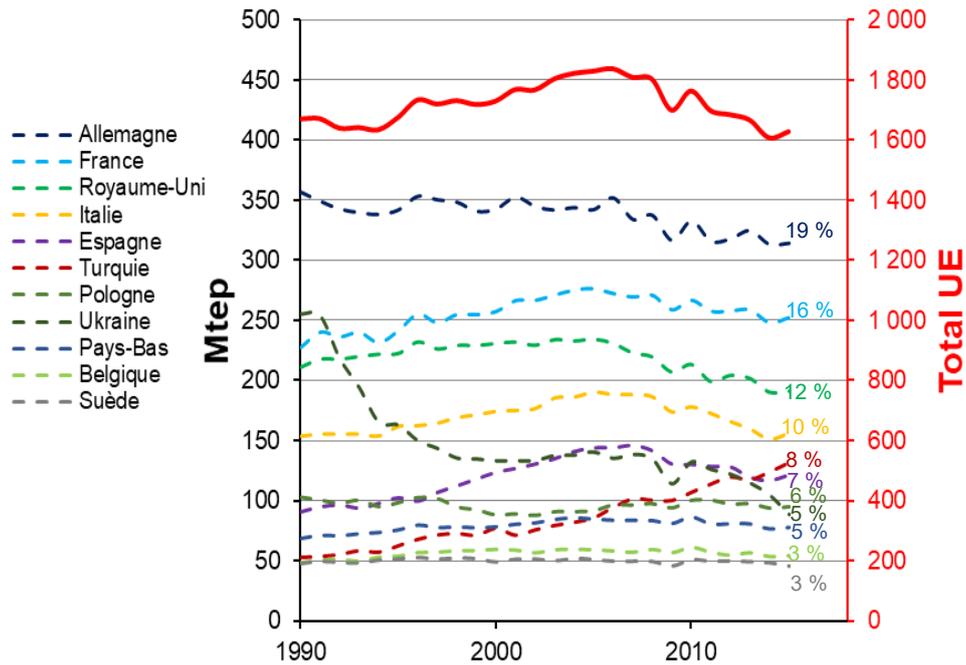


Figure 5 : Evolution de la consommation d'énergie primaire des onze pays d'Europe les plus consommateurs [5]

Concernant la répartition des consommations par ressource, Eurostat fournit via son rapport « Energy Balance sheets » les données du mix énergétique européen et de son évolution depuis les années 90. Pour l'ensemble des pays de l'union européenne (28 pays), la Figure 6 présente la production et l'importation d'énergie primaire sur le continent européen.

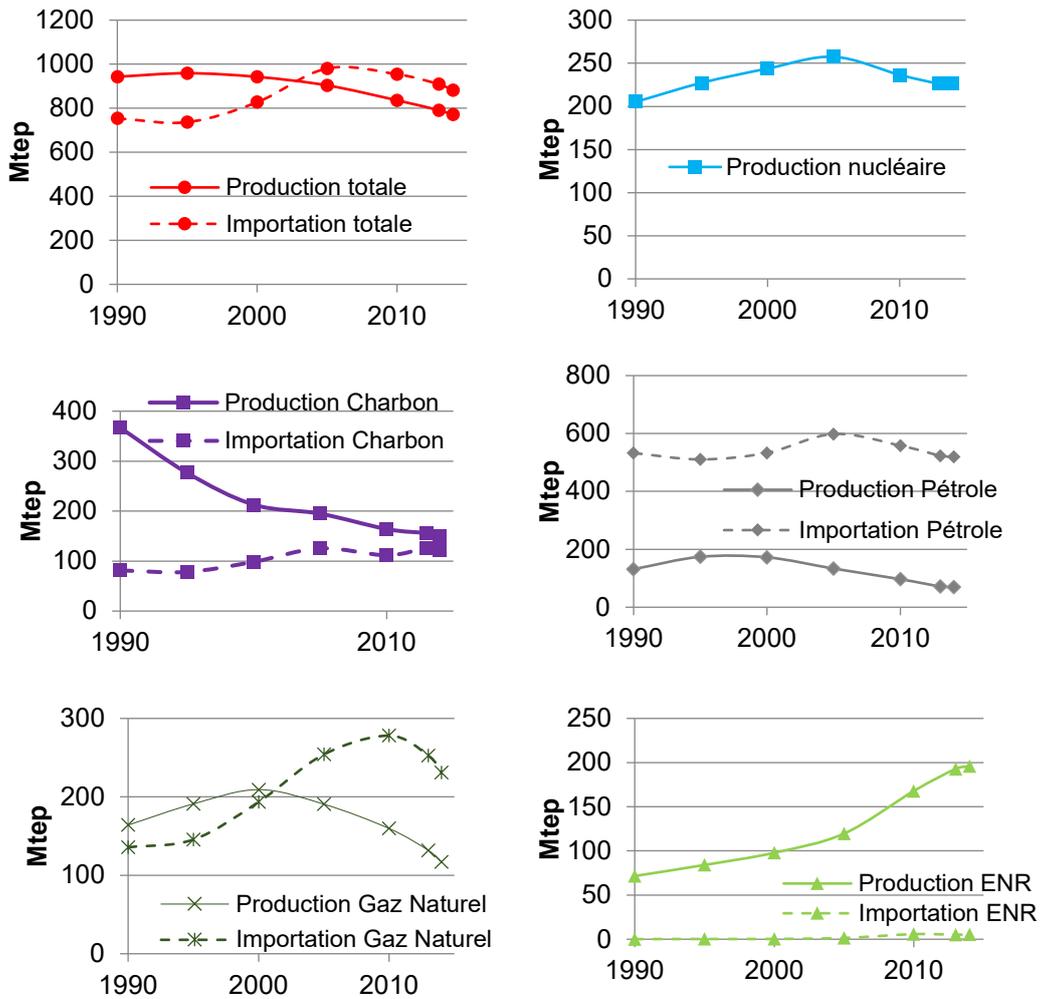


Figure 6 : Evolution du mix énergétique européen [6]

On observe une diminution de la production totale d'énergie primaire en Union Européenne sur les vingt dernières années, et des importations depuis une dizaine d'années. L'apparition des énergies renouvelables dans le mix énergétique européen ainsi que la diminution de la production totale utilisant la ressource charbon tendent à démontrer l'effet des efforts entrepris par les différents pays du continent pour décarbonner leur mix énergétique.

1.3 Epuisement des ressources fossiles

Il faut environ 300 millions d'années pour synthétiser le pétrole dans le sol. Ainsi, à l'échelle de l'humanité, on peut considérer que la quantité de pétrole disponible n'est pas illimitée. Il est donc inévitable que l'extraction de ressources fossiles connaisse un maximum et finisse par décroître au cours du temps.

Des estimations tentent de prédire la date du « Peak oil », moment où la production de pétrole mondiale commencera à diminuer. Le rapport BITRE [7] du gouvernement canadien est un exemple de prédiction et prévoit une diminution de la production de liquides fossiles à l'horizon 2020.

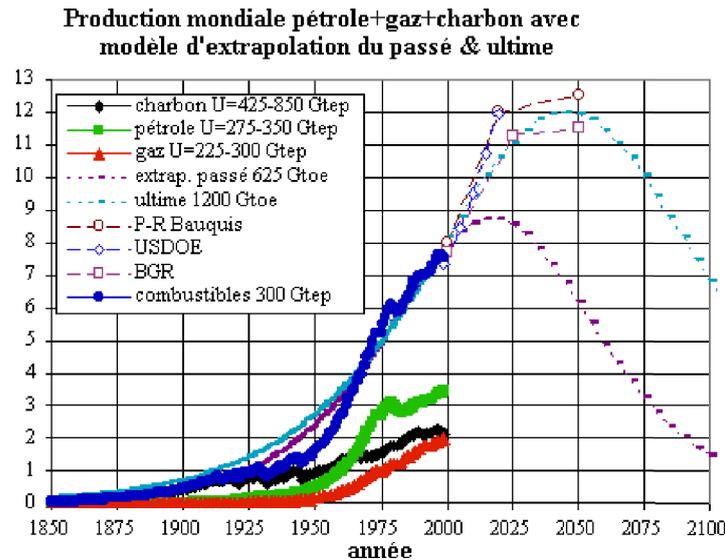


Figure 7 : Prédiction des productions mondiales de charbon, pétrole et gaz [8]

Plus généralement, Laherrère [8] propose une synthèse de différents scénarios extrapolant les productions de pétrole, charbon et gaz. Différents organismes ont entrepris ces calculs (ici Bauquis [9], USDOE [10] et BGR [11]). D'un point de vue qualitatif, il semble exister un consensus pour affirmer que la production mondiale d'énergie fossile (charbon, pétrole et gaz) sera décroissante à partir de 2050.

1.4 Emissions anthropiques de CO₂

La quantité de dioxyde de carbone, CO₂, émis dans l'atmosphère connaît une très nette augmentation depuis le milieu du XIX^{ème} siècle [12]. L'industrialisation massive du milieu du XX^{ème} siècle a induit un accroissement des émissions anthropiques de CO₂ dans l'atmosphère.

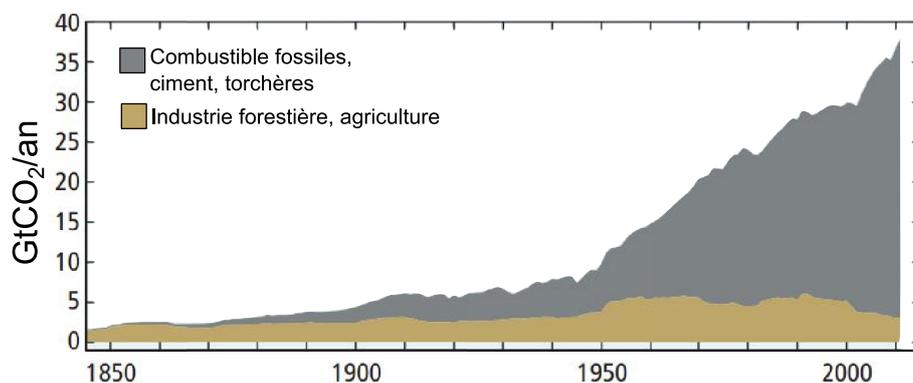


Figure 8 : Emissions anthropiques mondiales de CO₂ [12]

La Figure 8 présente l'évolution des émissions anthropiques mondiales de CO₂. A partir des années 50, les émissions résultant de l'utilisation des ressources énergétiques fossiles augmentent fortement pour atteindre plus de 35 giga tonnes en 2014.

Ces émissions de CO₂ contribuent à l'augmentation de l'effet de serre conduisant au dérèglement climatique. Les principales conséquences du dérèglement climatique sont aujourd'hui identifiées : accroissement de la température moyenne terrestre et acidification des océans. Notons que le CO₂ n'est pas le seul gaz

responsable de ces phénomènes, on parle plus généralement de Gaz à Effet de Serre (GES).

1.5 Réchauffement climatique global

Différents organismes tels que le GIEC [13] ou encore l'IPCC [14] établissent des scénarios d'évolution du climat en fonction de la température moyenne du globe. Ces scénarios reposent sur une estimation de la quantité de CO₂ rejetée dans l'atmosphère et estiment l'élévation de température résultante.

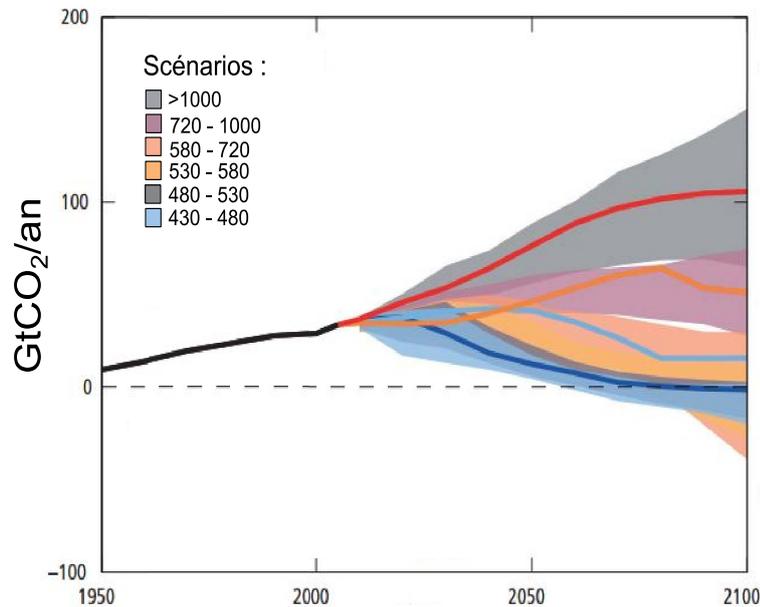


Figure 9 : Scénarios d'émissions mondiales de CO₂ jusqu'en 2100 [12]

Différents scénarios sont proposés dans la littérature. Nous avons choisi de représenter sur la Figure 9 les prévisions issues des scénarios « WGIII » qui proposent une estimation de la quantité de CO₂ émis par l'activité humaine jusqu'en 2100. Pour chaque scénario, des quantités de CO₂ relâchées dans l'atmosphère chaque année sont supposées. En noir sont représentées les données historiques d'émissions. Les courbes en couleur correspondent à des prévisions suivant différents scénarios (scénarios « RCP »).

La Figure 10 présente les prévisions d'augmentation de température en 2100 en fonction des émissions cumulées de CO₂ pour les scénarios précédemment présentés.

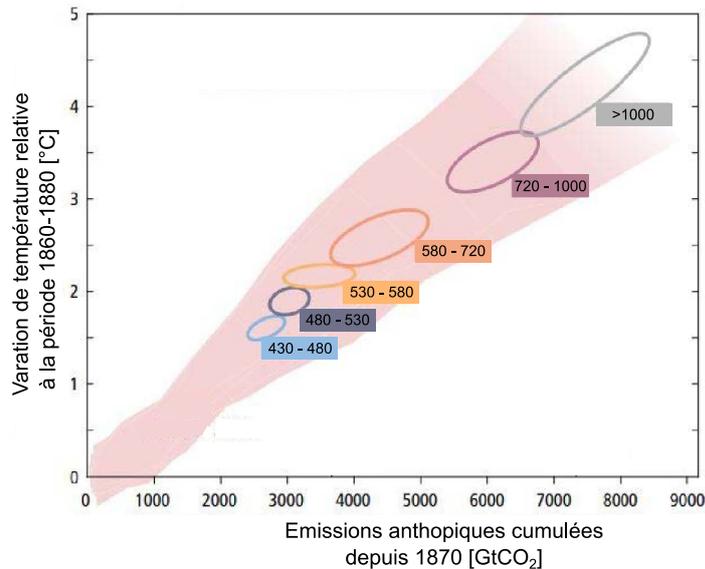


Figure 10 : Prédiction de l'augmentation de la température moyenne terrestre en 2100 pour différents scénarios d'émission de GES [12]

Ainsi, le scénario le plus défavorable (basé sur une émission mondiale supérieure à 1000 giga tonnes de CO₂ par an) entraînerait une augmentation de près de 5°C de la température moyenne du globe par rapport à celle de 1870. Ces considérations conduisent aujourd'hui de nombreux acteurs (scientifiques, politiques,...) à s'engager en faveur d'une « dé-carbonisation » des sociétés industrialisées.

2 Problématique

La problématique de ce travail de recherche concerne la réduction de l'empreinte carbone des bâtiments sur l'environnement. Comment réduire les émissions de CO₂ liées aux bâtiments ? Est-il possible d'utiliser l'énergie consommée de manière plus rationnelle ? Dans quelle mesure est-il possible d'intégrer les énergies renouvelables dans le secteur du bâtiment afin de diversifier le mix énergétique ?

Des éléments de réponse à ces questions peuvent être apportés par l'amélioration des performances thermiques de l'enveloppe des bâtiments, le développement de systèmes de conversion d'énergie primaire plus efficaces, et l'intégration d'énergies renouvelables dans les bâtiments du futur où l'autoconsommation aura une part grandissante.

2.1 Réduire la consommation des bâtiments

De nombreux congrès internationaux ont œuvré à la mise en place de mesures permettant de limiter les émissions de GES. C'est par exemple l'objectif du protocole de Kyoto [15]. Par la suite, l'accord de Copenhague de 2009 [16] a fixé comme objectif une hausse maximale de la température globale de 2°C. En 2015, la COP21 de Paris [17] a réduit ce maximum à 1,5°C.

En France, le Grenelle de l'environnement de 2007 a témoigné de l'engagement du territoire en matière de lutte contre le réchauffement climatique. Pour le bâtiment, les Réglementations Thermiques successives ont permis au parc français de gagner en performance énergétique.

La Figure 11 présente l'évolution des exigences fixées par les Réglementations Thermiques successives. On constate une impulsion du Grenelle de l'environnement qui ambitionne de ne construire que des bâtiments neutres énergétiquement à l'horizon 2020.

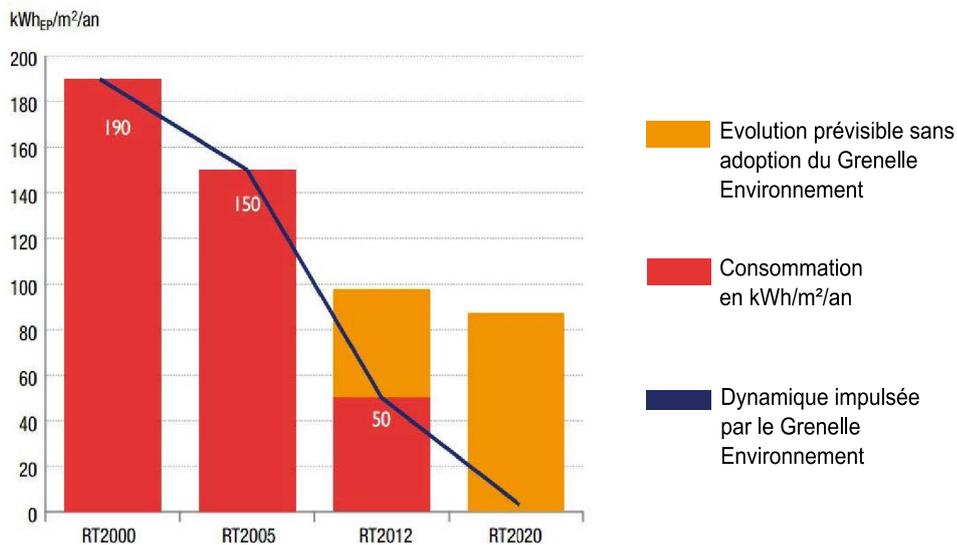


Figure 11 : Exigences réglementaires de consommations énergétiques des bâtiments neufs [3]

Dans une logique de diminution des émissions de GES, il est utile de connaître la répartition des consommations énergétiques des bâtiments. Cette consommation peut être divisée en quatre catégories que sont le chauffage, la production d'eau chaude sanitaire (ECS), les appareils de cuisson et les autres appareils électriques.

Il est intéressant de noter que les émissions de GES dépendent largement du mix énergétique du pays considéré. Par exemple, le bilan carbone d'un bâtiment français utilisant du chauffage électrique dont le mix énergétique est dominé par l'électricité d'origine nucléaire, sera très différent du bilan carbone d'un bâtiment polonais dont le mix énergétique a principalement le charbon pour origine.

La Figure 12 présente l'évolution des émissions de GES dans les bâtiments français par type d'usage. Notons la part importante du chauffage dans le calcul de ces émissions. C'est principalement sur cet usage que les efforts sont faits pour les bâtiments neufs, notamment par un renforcement de l'isolation thermique de l'enveloppe et par l'utilisation de ressources moins carbonées.

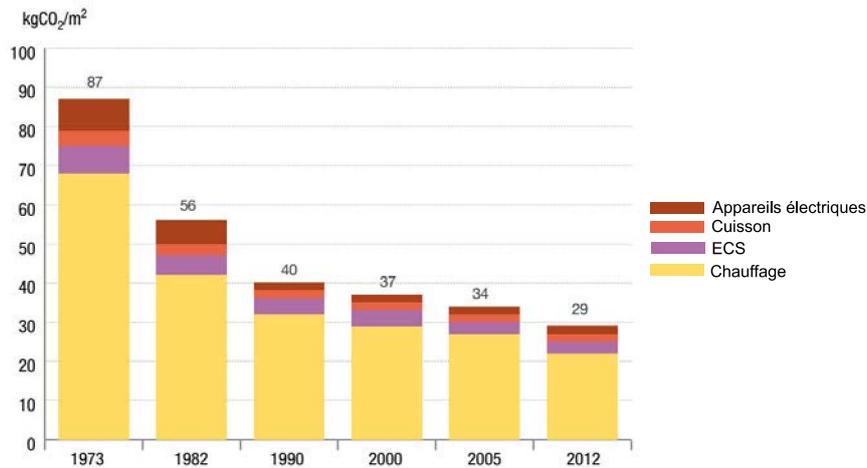


Figure 12 : Émissions unitaires de CO₂ du parc résidentiel français par usage [3]

La Figure 13 présente le bilan de la production d'énergie primaire en France métropolitaine depuis les années 70. En 2015, cette production s'élevait à 140 Mtep. On constate une forte augmentation de la production française à partir de 1973 à la suite de la mise en place du programme nucléaire. La production totale d'énergie primaire est ainsi passée de 44 Mtep en 1973 (9 % de nucléaire) à 140 Mtep en 2015 (81,5% de nucléaire). Il est également intéressant de noter la diminution progressive de la production d'énergie à partir du charbon et du gaz sur le territoire français ainsi que la lente émergence des énergies renouvelables dans le mix énergétique français.

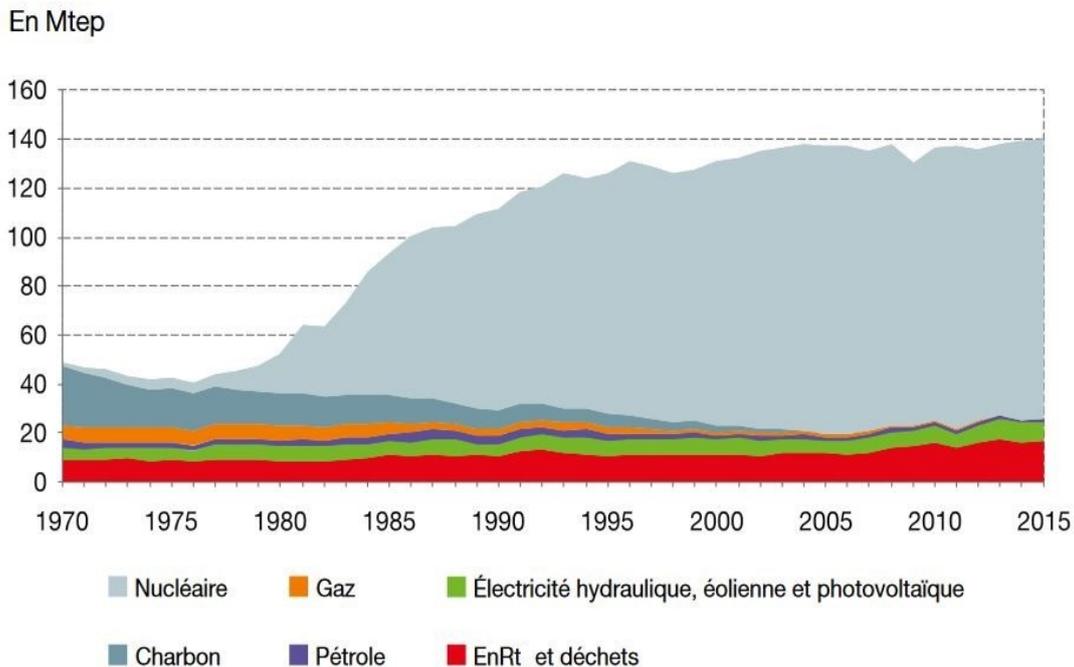


Figure 13: Production d'énergie primaire en France [18]

Sur la Figure 13, les énergies renouvelables thermiques (EnRt) comprennent le bois de chauffage, les résidus et granulés de bois, les déchets urbains et industriels d'origine biologique incinérés, le biogaz, les biocarburants, le solaire thermique, la géothermie, le froid direct et les pompes à chaleur.

2.2 Aller vers des systèmes à plus haut rendement énergétique

On définit le rendement énergétique comme le rapport entre l'énergie produite et l'énergie consommée dans un processus. Dans une logique d'utilisation rationnelle de l'énergie, les systèmes à hauts rendements énergétiques doivent être plébiscités étant donné qu'ils maximisent l'énergie finale récupérée à partir d'une source d'énergie primaire.

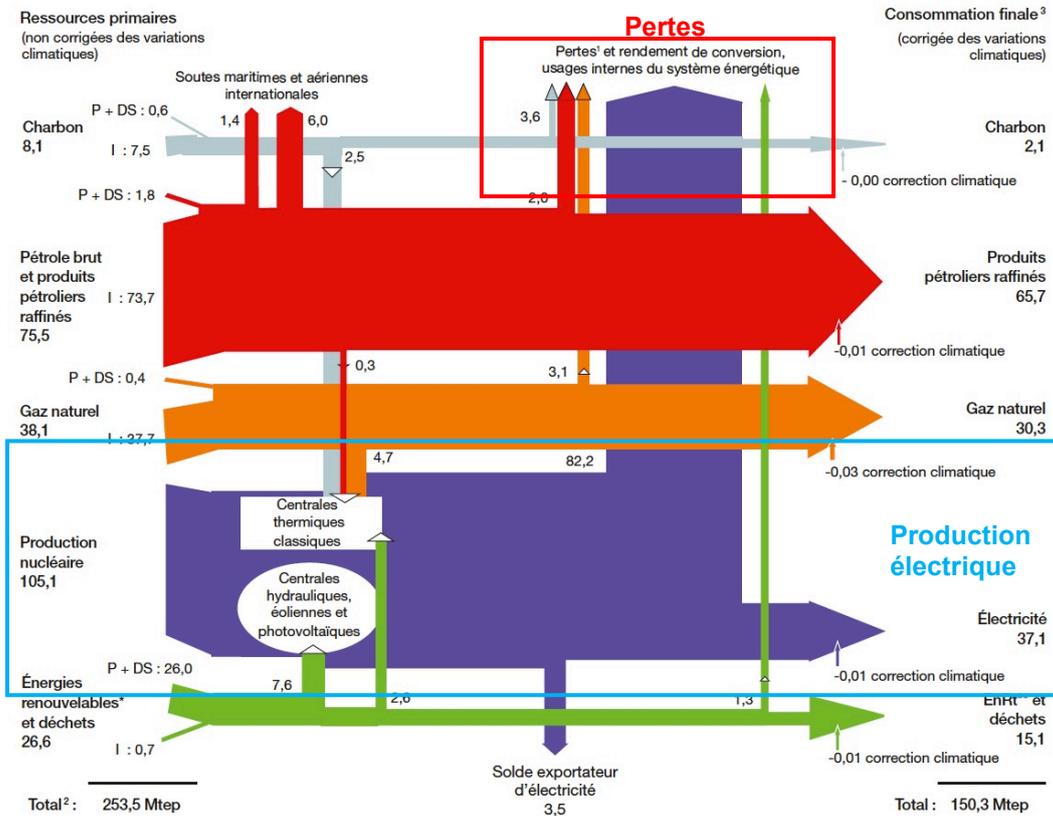


Figure 14 : Bilan énergétique de la France en 2016 [3]

La Figure 14 présente le bilan énergétique français de 2016. Dans le but d'améliorer le rendement énergétique du parc national, il est intéressant de remarquer que les pertes de rendement de conversion proviennent en grande partie de la production d'électricité. Notons que ces pertes s'élèvent à 82,2 Mtep tandis que la consommation finale est de 150,3 Mtep.

La France produit majoritairement son électricité par conversion thermique à partir de l'exploitation d'une source de chaleur (nucléaire, gaz, produits pétroliers, charbon) via un cycle thermodynamique. Ce dernier génère une grande quantité de chaleur résiduelle, aussi appelée « chaleur fatale ». Dans le cas de la génération nucléaire, on estime que les deux tiers de l'énergie disponible dans le combustible sont dissipés sous forme de chaleur dans l'environnement.

Ce constat conduit à imaginer des systèmes capables de récupérer cette chaleur, c'est le principe de la cogénération d'électricité et de chaleur qui permet de limiter les pertes lors de la production et de la distribution des installations centralisées, généralement situées à une distance importante du lieu de consommation [19] [20].

2.3 Intégrer les ENR

La rénovation du parc résidentiel français s'appuie principalement sur deux leviers : la réduction des pertes énergétiques par l'amélioration thermique de l'enveloppe du bâtiment et l'utilisation d'équipements plus efficaces et plus écologiques pour le chauffage, la production d'ECS, la ventilation et, le cas échéant, la climatisation [21].

Consécutivement à la raréfaction des énergies fossiles, le prix de ces dernières sera amené à augmenter, rendant alors les nouvelles énergies renouvelables compétitives. A moyen et long terme, il est donc judicieux de développer des équipements utilisant des énergies renouvelables dans le bâtiment. Notons que la Réglementation Thermique 2020 encouragera le développement des bâtiments à énergie positive (BEPOS).

A une échelle plus importante, l'intégration des énergies renouvelables pour un quartier pourrait se traduire par un échange d'énergie entre bâtiments à énergie positive sous la forme d'une coopérative. Ce genre d'initiative est déjà entrepris avec les réseaux de chaleur urbains. Dans la pratique, il semble nécessaire, en plus de systèmes de stockage, d'imaginer des réseaux de distribution capables d'échanger électricité et chaleur entre bâtiments voisins.

A titre d'exemple, le projet « Acacia » a pour ambition de remplacer les équipements de production de chaleur domestique par des équipements utilisant des énergies renouvelables dans l'est de la France. Ainsi, un village de 350 habitants sera bientôt alimenté en électricité et en chaleur renouvelable via des toitures solaires et une unité de méthanisation agricole [22].

3 La cogénération dans le bâtiment

La cogénération est un mode de production d'énergie qui consiste en la production simultanée d'au moins deux types d'énergies dites « finales » grâce à l'utilisation d'un unique procédé et d'une seule source d'énergie primaire [23]. Si les types d'énergies finales peuvent varier (électricité, chaleur, froid, travail mécanique), il s'agit le plus fréquemment de convertir une énergie thermique provenant d'une source d'énergie primaire (pétrole, gaz, bois, solaire...) en un travail mécanique et de la chaleur. Le travail mécanique peut être converti en électricité.

On appelle « chaleur fatale » la production de chaleur générée par une installation de manière inéluctable et qui n'est pas forcément valorisée, par exemple la chaleur évacuée au condenseur dans le cas d'une production électrique par un cycle thermodynamique. Si la chaleur fatale d'un procédé peut être récupérée et valorisée, le rendement global de la conversion est amélioré.

La cogénération est déjà largement répandue dans le secteur industriel. En effet, dès les années 1920, l'industrie sucrière utilisait ce procédé pour valoriser l'énergie thermique produite sur site. En 1970, suite à la crise pétrolière, la cogénération a trouvé des applications dans de nombreux secteurs industriels.

La cogénération n'a en principe pas de limitation de puissance, allant de la cogénération nucléaire de grande puissance jusqu'à la cogénération de petite puissance dans le domaine du bâtiment résidentiel. Afin de segmenter les différents systèmes de cogénération, la directive 2004/8/EC de l'union européenne [24] fournit une classification en fonction des niveaux de puissances électriques. Ainsi, on utilisera le terme de « micro-cogénération » pour des puissances allant de 0 à 50 kW_{él}, « petite cogénération » pour les puissances allant de 50 à

1000 kW_{él} et « grosse-cogénération » au-delà de 1000 kW_{él}. Notons que les limites de puissances retenues sont différentes en France et sont fixées par l'arrêté du 13 mars 2002 (inférieure à 36 kW_{él} pour la micro-cogénération) [25].

4 Etat de l'art

Cette partie propose un état de l'art des différentes technologies de cogénération existantes pour la production d'électricité et de chaleur.

4.1 Cogénération thermodynamique

La cogénération thermodynamique regroupe les procédés de cogénération basés sur des cycles thermodynamiques utilisant la différence de température entre une source chaude et une source froide. Ces procédés utilisent des dispositifs (aussi appelés expanseur) mis en rotation par la détente de vapeur qui entraîne un générateur électrique. Nous proposons de classifier les différentes technologies de cogénération thermodynamique en fonction de ces dispositifs.

4.1.1 Turbine à vapeur

Une turbine à vapeur est un dispositif à combustion externe. A l'entrée de l'expanseur, le fluide de travail est donc déjà à l'état de vapeur. L'énergie du fluide est partiellement convertie en énergie mécanique via des aubes qui reçoivent la vapeur à haute pression afin d'entraîner un alternateur. Le cycle thermodynamique utilisé pour les turbines à vapeur est le cycle de Rankine [26].

La Figure 15 présente une photographie d'une turbine ainsi qu'un schéma de principe d'une installation de cogénération avec turbine à vapeur. La combustion externe permet l'usage de différents types de sources chaudes (solaire, gaz, biomasse...).

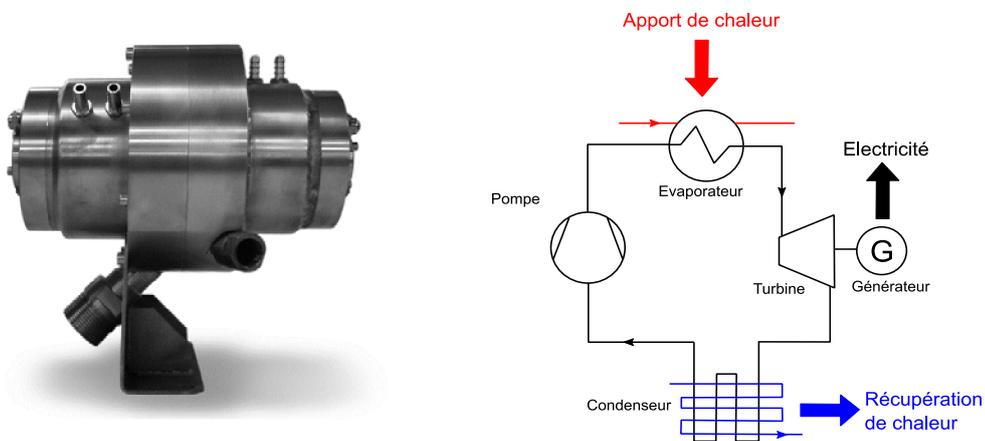


Figure 15 : Turbine à vapeur et principe de fonctionnement [27]

La Figure 16 présente le cycle de Rankine dans un diagramme température-entropie. Les différentes étapes d'un cycle de Rankine idéal sont une compression isentropique, une évaporation isobare, une détente isentropique et une condensation isobare.

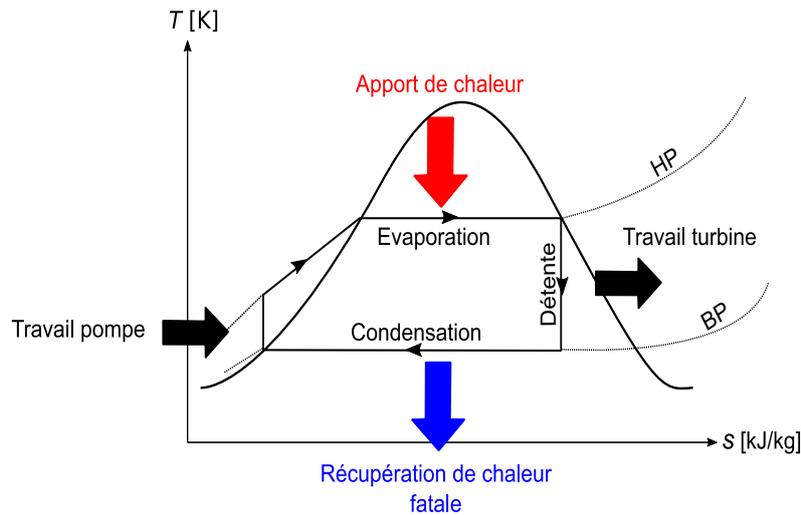


Figure 16 : Cycle idéal de Rankine

La cycle de Hirn, variante du cycle de Rankine, a pour particularité de surchauffer la vapeur en sortie d'évaporateur. Ce cycle est souvent mis en œuvre pour les turbines et les moteurs à vapeur afin d'éviter la présence de liquide lors de la détente conduisant à une dégradation des aubes des turbines.

4.1.2 Turbine à fluide organique

Les cycles de Rankine organiques (ORC) [28] sont similaires au cycle de Rankine « classique » mais utilisent d'autres fluides, dits « organiques » permettant des fonctionnements à plus basses pressions et températures comparées aux cycles à eau.

Les fluides organiques utilisés dans le cas de cycle ORC (alcanes, alcanes fluorés, éthers et éthers fluorés [29]) possèdent généralement des masses molaires élevées ainsi que de basses températures d'évaporation.

Les turbines sont principalement utilisées pour les cycles ORC mais notons que d'autres technologies existent comme les détendeurs à vis, à piston ou les détendeurs scroll.

4.1.3 Turbine à gaz

Une turbine à gaz, aussi appelée turbine à combustion, est un dispositif composé d'un compresseur centrifuge qui comprime l'air ambiant, d'une chambre de combustion dans laquelle un combustible gazeux est injecté sous pression et brûlé avec l'air comprimé, et d'une turbine assurant la détente du mélange gazeux (Figure 17). Une turbine à gaz peut être considérée comme un moteur à combustion interne [30].

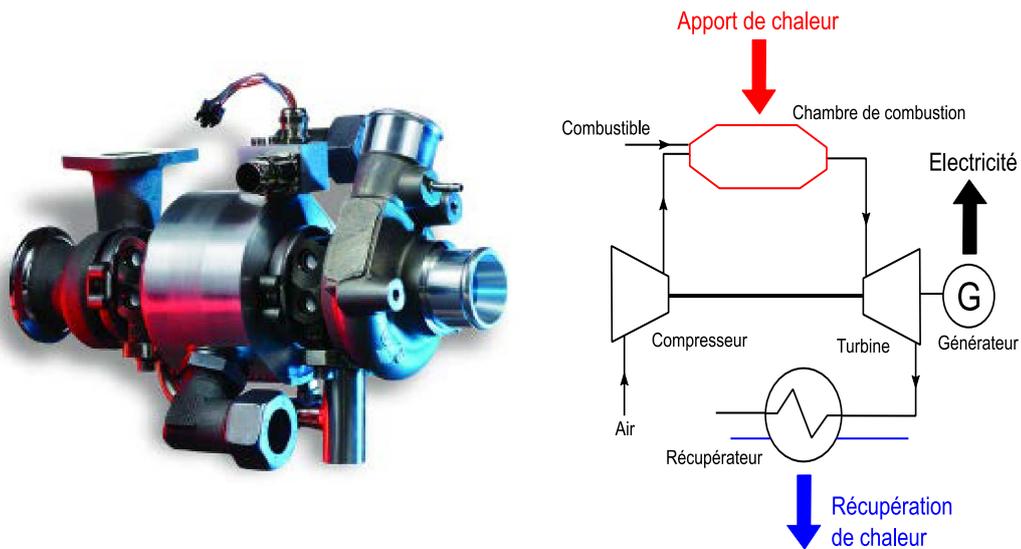


Figure 17 : Turbine à gaz et principe de fonctionnement d'une installation type [31]

Le cycle thermodynamique diffère de celui des turbines à vapeur et ORC. Il s'agit du cycle de Joule-Brayton présenté par la Figure 18 dans un diagramme température-entropie.

Les différentes étapes d'un cycle de Joule-Brayton sont une compression isentropique, un réchauffement isobare, une détente isentropique et un refroidissement isobare [32] :

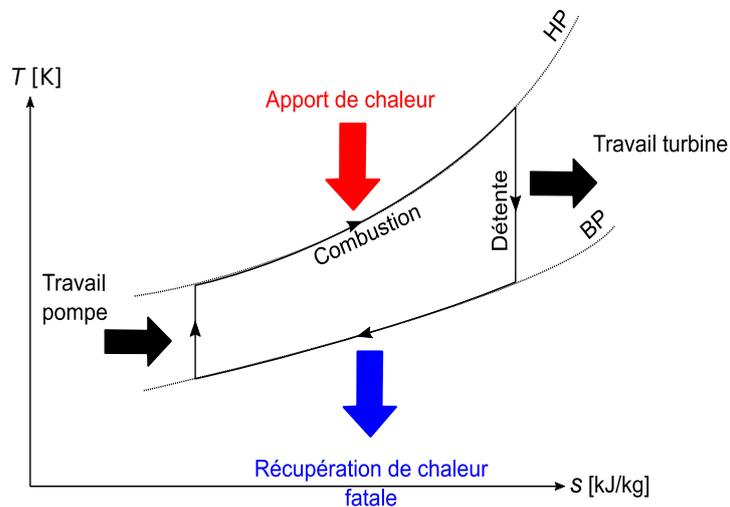


Figure 18 : Cycle idéal de Joule-Brayton

4.1.4 Cycles combinés

Le principe des cycles combinés consiste à valoriser les gaz d'échappement d'une turbine à gaz. Pour cela, une turbine à gaz fonctionne en cascade avec une centrale à vapeur. Les gaz d'échappement sont valorisés au travers d'un évaporateur d'un cycle à vapeur de type Rankine et permet la génération de vapeur. Celle-ci est ensuite détendue dans une turbine à vapeur. De telles

installations sont généralement utilisées dans des centrales de grandes puissances.

La Figure 19 présente un schéma de principe d'une installation à cycles combinés. Le récupérateur de chaleur à l'échappement de la turbine à gaz du premier cycle sert d'évaporateur au second cycle, de type Rankine.

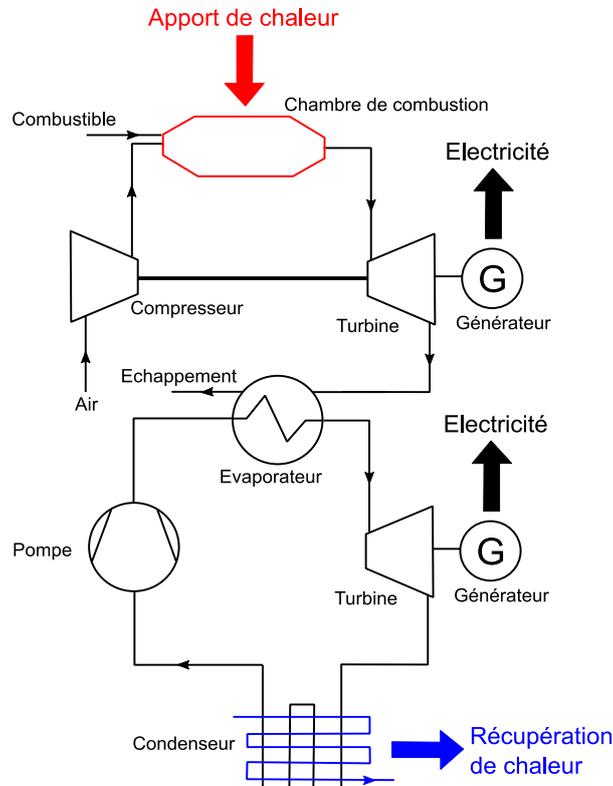


Figure 19 : Schéma de principe de cycles combinés [33]

4.1.5 Moteur à vapeur

Les moteurs à vapeur fonctionnent également selon le cycle thermodynamique de Rankine. La vapeur à haute pression est injectée dans une chambre située en amont d'un piston. Dans cette chambre, la vapeur se détend en poussant un piston solidaire d'un système de bielle-manivelle. Une fois détendue, la vapeur est évacuée par des soupapes.

Les moteurs à vapeur sont des moteurs à combustion externe ayant la particularité d'utiliser l'eau comme fluide de travail. La maturité des moteurs à vapeur donne son intérêt à cette technologie, exploitable en cogénération [34]. La Figure 20 présente une photographie d'un moteur à vapeur monocylindre ainsi qu'un schéma de principe d'un moteur à vapeur utilisé en cogénération.

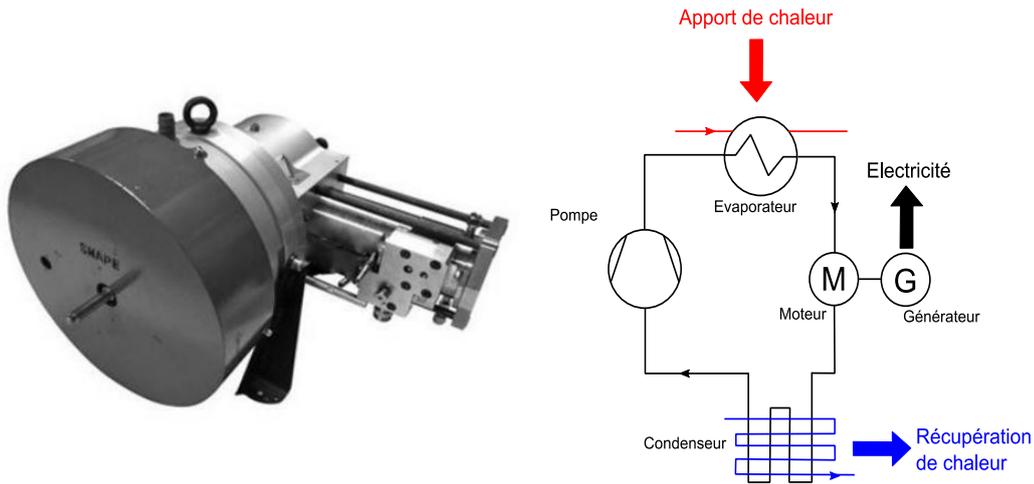


Figure 20 : Moteur à vapeur et principe de fonctionnement d'une installation type [35]

4.1.6 Moteurs à combustion

4.1.6.1 Moteurs à combustion interne

Les moteurs à combustion interne exploitent la détente d'un mélange comburant/carburant résultant de la combustion rapide (explosion) dans une chambre dite de combustion. L'énergie dégagée est ensuite transformée en énergie mécanique via le mouvement de pistons (Figure 21).

Pour la génération d'électricité, les pistons en mouvement sont reliés à un système de type bielle/manivelle permettant la mise en rotation d'un arbre d'entraînement couplé à un alternateur. Les moteurs à combustion interne fonctionnent généralement selon le cycle thermodynamique de Beau de Rochas.

Les différents types de moteurs à combustion interne rencontrés pour la génération d'électricité sont les moteurs à gaz, les moteurs Diesel et les moteurs à allumage commandé (moteurs à deux temps, moteurs à quatre temps, moteur Wankel).

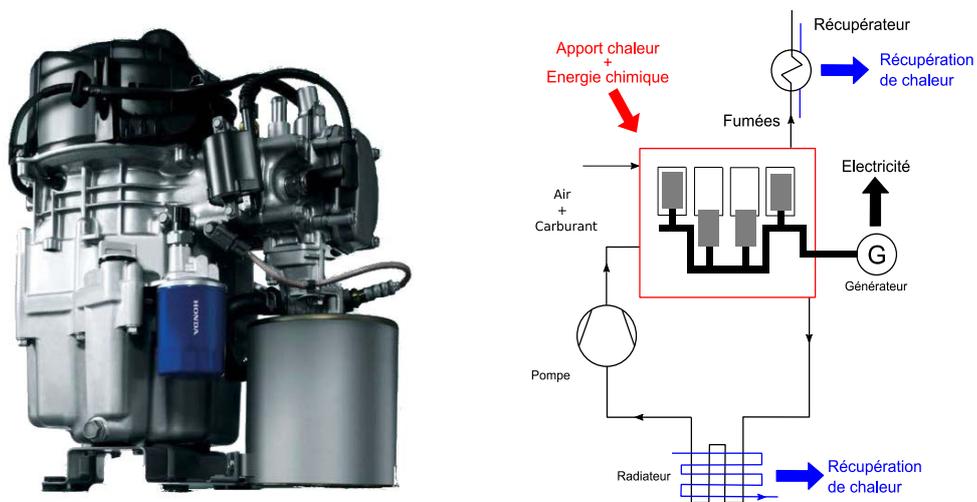


Figure 21 : Moteur à combustion interne et principe de fonctionnement d'une installation type [36]

La Figure 22 présente le cycle de Beau de Rochas dans un diagramme pression-volume. L'énergie chimique comprise dans le carburant permet la combustion et l'élévation de la pression du comburant.

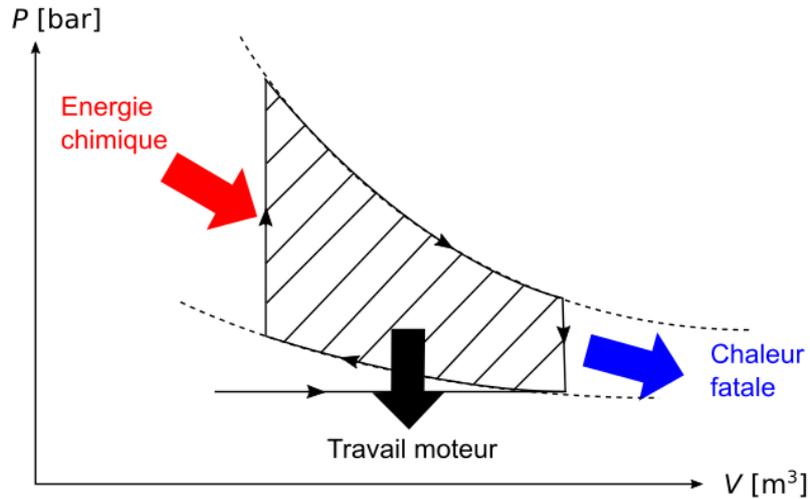


Figure 22 : Cycle idéal de Beau de Rochas

4.1.6.2 Moteurs à combustion externe

Les moteurs à combustion externe sont des machines thermiques convertissant l'énergie thermique entre une source chaude et une source froide via un fluide caloporteur qui suit un cycle thermodynamique. Ces systèmes n'impliquent aucune combustion au sein du moteur. La combustion externe permet l'usage de sources chaudes très diverses et de combustibles variés. Ces technologies sont donc très étudiées pour les applications recourant à des énergies renouvelables (solaire, biomasse). Deux cycles thermodynamiques prédominent, le cycle de Stirling et le cycle d'Ericsson.

Le moteur Stirling

Il existe trois catégories de moteurs Stirling, classifiés en fonction de leurs configurations géométriques. La Figure 26 présente les géométries employées, appelées alpha, bêta et gamma [37].

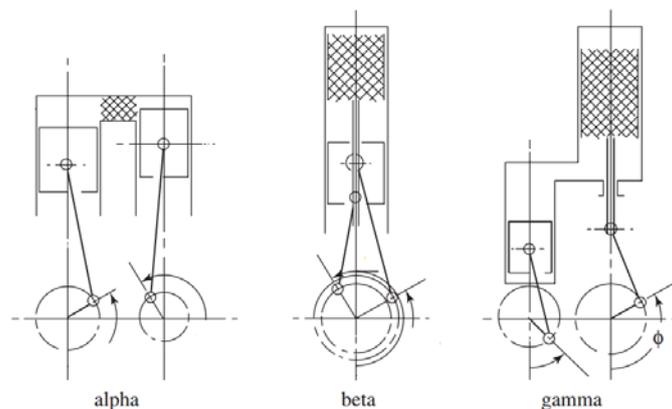


Figure 23 : Configurations géométriques des moteurs Stirling [37]

Le cycle de Stirling est un cycle fermé. L'apport de chaleur se fait via un échangeur de chaleur au niveau de la partie haute de la chambre de combustion (Figure 24).

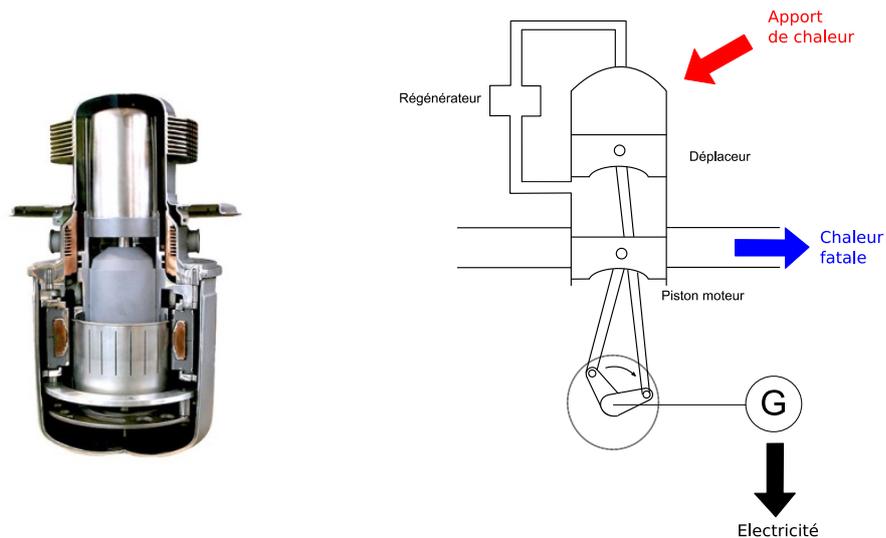


Figure 24 : Moteur Stirling et principe de fonctionnement d'une installation pour la géométrie β [38]

La Figure 25 présente le cycle de Stirling dans un diagramme pression-volume. Un cycle de Stirling peut se décomposer en plusieurs transformations successives du fluide de travail : une compression isotherme, un chauffage isochore, une détente isotherme et un refroidissement isochore.

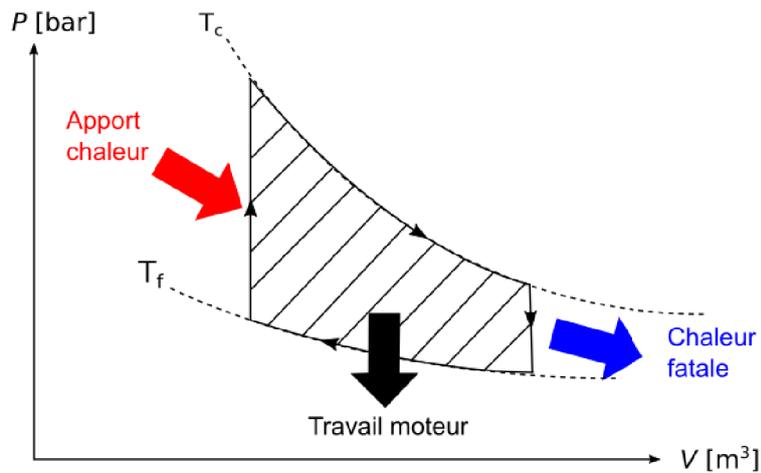


Figure 25 : Cycle idéal de Stirling

Le moteur Ericsson

Le moteur Ericsson peut être considéré comme une variante du moteur Stirling. Son fonctionnement repose sur le cycle de Joule-Brayton. Le moteur Ericsson diffère du moteur Stirling par la présence de soupapes d'isolement autour des cylindres de compression et de détente permettant notamment d'isoler les espaces de compression et de détente des échangeurs [39].

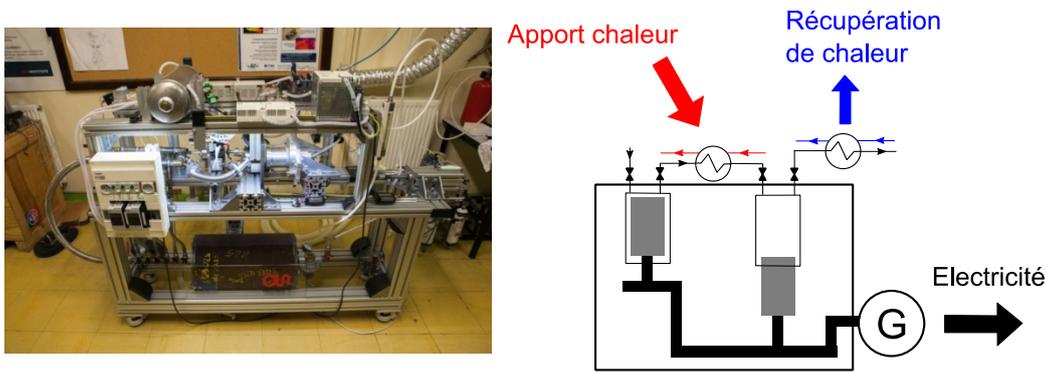


Figure 26 : Moteur Ericsson et principe [40]

La Figure 26 présente une photographie d'un moteur Ericsson développé par le laboratoire FEMTO en partenariat avec la société Assystem. Le schéma de principe d'un moteur Ericsson est également présenté.

4.2 Cogénération par piles à combustibles

Une pile à combustible est un dispositif au sein duquel de l'électricité est générée grâce à l'oxydation sur une électrode d'un combustible réducteur (le dihydrogène par exemple) couplée à une réduction sur une seconde électrode d'un oxydant (le dioxygène présent dans l'air par exemple).

Au niveau de l'électrode d'oxydation, le combustible génère de la vapeur d'eau. L'application en cogénération de ce type de système consiste à récupérer la chaleur de cette vapeur d'eau.

La technologie de micro-cogénération par piles à combustible est déjà largement implantée au Japon grâce notamment au constructeur ENEFRAM [41]. Récemment, dans le cadre du projet européen « ene.field » [42] les sociétés Vaillant et GrDF se sont associées dans un projet de démonstration de systèmes de micro-cogénération par piles à combustible dans le Nord de la France [43].



Figure 27 : Exemple de pile à combustible pour une application en micro-cogénération [44]

4.3 Cogénération photovoltaïque

On appelle « cogénération photovoltaïque » ou « photovoltaïque hybride » PV/T les systèmes photovoltaïques usuels produisant de l'électricité auxquels sont ajoutés des dispositifs de récupération de la chaleur fatale. On distinguera les

systèmes fonctionnant à basse température de ceux fonctionnant à haute température.

Les panneaux photovoltaïques hybrides basse température sont des dispositifs convertissant le rayonnement solaire en énergie électrique. Les panneaux sont constitués d'un assemblage de cellules photovoltaïques reliées entre elles qui assurent la production de courant continu à partir de l'énergie solaire, c'est l'effet photoélectrique.

Le principe d'une cogénération photovoltaïque basse température est de récupérer la chaleur emmagasinée par les cellules photovoltaïques soumises au rayonnement solaire. Pour cela, un fluide caloporteur circule, généralement en face arrière des cellules, et assure le captage de la chaleur afin d'assurer une production de chauffage ou d'ECS via le vecteur air ou le vecteur eau. Ce refroidissement des cellules présente également l'intérêt de conduire à une hausse sensible du rendement électrique des panneaux.

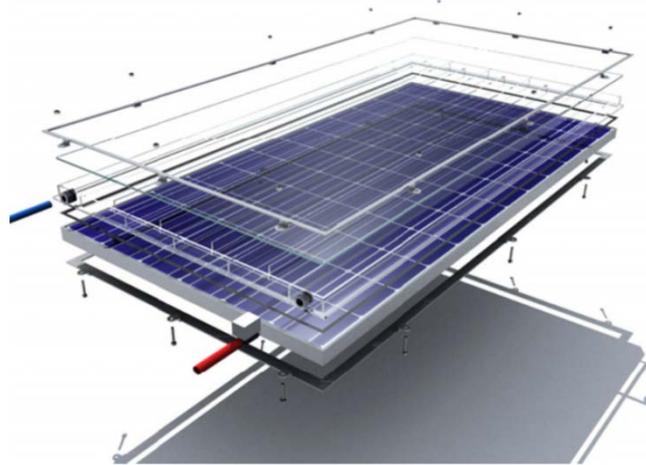


Figure 28 : Schéma d'un capteur photovoltaïque hybride avec refroidissement à eau [45]

5 Intégration de la micro-cogénération au bâtiment

Peu de travaux présentent l'intégration des micro-cogénérateurs aux bâtiments. On peut notamment citer les travaux récents de Bonabé de Rougé [46]. Ces travaux mettent en avant les avantages de la micro-cogénération. Un développement important des micro-cogénérateurs pourrait permettre de rendre le réseau électrique plus flexible, en lissant les pics de consommation par une production électrique décentralisée. Pour des logements collectifs, des systèmes de micro-cogénération commencent à être installés en France. Cependant, plusieurs verrous empêchent encore le développement de cette technologie comme le coût d'investissement important ou encore la complexité technique d'intégration au bâtiment (maintenance, besoins en formation).

Un autre aspect de ses travaux est l'étude expérimentale de deux micro-cogénérateurs avec des technologies de moteur à combustion interne et de micro-turbine. Ces travaux ont permis la mise en place d'un modèle générique de micro-cogénérateur avec couplage au bâtiment.

Au cours de travaux menés à l'INSA de Strasbourg, Bouvenot s'est également intéressé au couplage d'un système de micro-cogénération aux bâtiments d'habitation. Dans un article de 2015 [47], des modèles polynomiaux permettant

de déterminer les puissances thermique et électrique de micro-cogénérateurs gaz et biomasse sont présentés. Ces modèles dynamiques semi-physiques, basés sur des campagnes expérimentales, sont ensuite couplés à une simulation thermique dynamique annuelle pour optimiser l'usage des micro-cogénérateurs d'un point de vue énergétique, économique et environnemental.

5.1 Gain en flexibilité

D'un point de vue global, une étude menée par Bouffard et Kirschen [50] décrit la possible évolution du réseau électrique. Sans vouloir supprimer la génération centralisée, les auteurs présentent un réseau multipliant les sources décentralisées et intermittentes. Il apparaît que la micro-cogénération pourrait avoir un rôle important à jouer dans la construction de ces futurs réseaux « intelligents ». A l'heure actuelle, il semble que des verrous techniques comme le stockage efficace d'électricité bride le développement de tels réseaux.

Plus concrètement, Peacock et Newborough [49] ont étudié le potentiel de flexibilité apporté au réseau électrique par la micro-cogénération sur un ensemble de 50 logements au Royaume-Uni équipés de micro-cogénérateurs de type Stirling.

Deux stratégies de pilotage des micro-cogénérateurs sont étudiées. La première considère que les micro-cogénérateurs sont pilotés par la demande thermique (« heat-led » control). C'est la stratégie de contrôle qui semble être la plus fréquemment utilisée. La deuxième stratégie propose une modulation de la charge électrique du parc de logement (« aggregate load control ») dans le but de « lisser » la courbe de charge électrique du parc.

La première stratégie conduit à un export de l'électricité produite par les micro-cogénérateurs en début de matinée. En effet, à ce moment de la journée, la demande en chaleur croît fortement et entraîne la mise en route des micro-cogénérateurs sans que la demande en électricité n'augmente significativement.

La deuxième utilisation permet d'assurer une base de production électrique, et ainsi diminue le pic de production journalier. Pour une telle stratégie, les besoins thermiques ne sont pas assurés en permanence et des sources d'appoint de chaleur sont donc nécessaires.

Au cours de sa thèse de doctorat, Houwing [50] a également étudié la flexibilité que peut apporter la micro-cogénération au réseau électrique à l'échelle d'un parc de logements. Trois cas d'utilisation des micro-cogénérateurs sont considérés : « Fit and forget » correspond à l'utilisation classique des micro-cogénérateurs en suivant la demande thermique. La stratégie « Rate and react » correspond à un pilotage intelligent des micro-cogénérateurs en utilisant les possibilités de flexibilité offertes par le stockage thermique. Les micro-cogénérateurs sont pilotés de manière individuelle dans le but de s'adapter aux tarifs de rachats de l'électricité. La stratégie « Cluster and control » considère la gestion d'un ensemble de micro-cogénérateurs en fonction de la variabilité des tarifs de l'électricité ou pour optimiser l'hybridation à un système de production d'électricité renouvelable (production éolienne).

5.2 Types de bâtiments

L'intégration efficace des systèmes de micro-cogénération passe par une connaissance des besoins du bâtiment. Par exemple, les bâtiments tertiaires ont une consommation importante en électricité spécifique tandis que les bâtiments résidentiels ont une consommation importante de chaleur (chauffage et ECS). Ces

consommations du parc français sont discutées en distinguant les types de bâtiments.

5.2.1 Bâtiments résidentiels

La base de donnée du ministère de la transition écologique et solidaire [51] permet d'avoir accès à la répartition des sources d'énergies utilisées pour les principaux postes consommateurs de chaleur : la cuisson, l'ECS et le chauffage. Les figures 29-33 représentent ces répartitions pour le cas français en 2016.

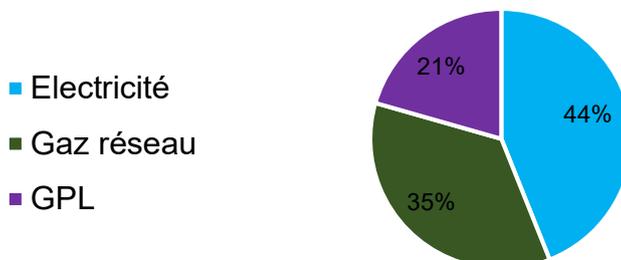


Figure 29 : Répartition de la consommation de cuisson du parc résidentiel français et énergies utilisées pour l'année 2016 (d'après [51])

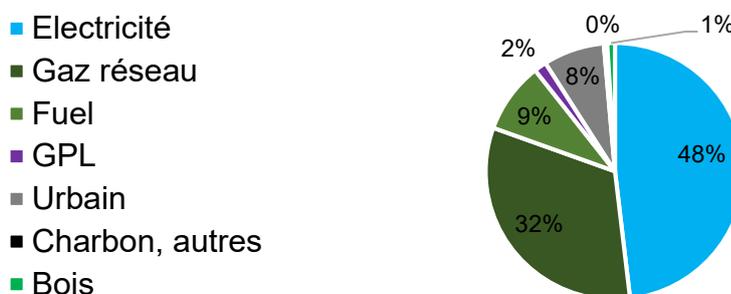


Figure 30 : Répartition de la consommation d'ECS du parc résidentiel français et énergies utilisées pour l'année 2016 (d'après [51])

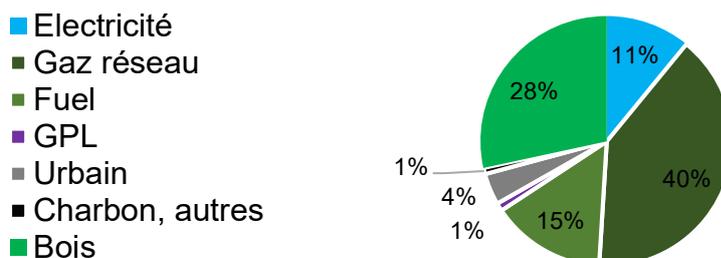


Figure 31 : Répartition de la consommation de chauffage du parc résidentiel français et énergies utilisées pour l'année 2016 (d'après [51])

Pour la cuisson, les sources d'énergie utilisée par ordre croissant d'utilisation, le GPL, le gaz et l'électricité. Notons que la cuisson représente une faible part de la consommation du parc français avec seulement 5,3 % de la quantité totale d'énergie consommée.

Pour l'ECS, le bois, le fuel et l'électricité sont les ressources les plus utilisées. Notons que la production d'ECS est issue à 48 % de l'électricité. Il y a ici une anomalie d'un point de vue énergétique car un vecteur d'énergie « noble » est utilisé pour générer de la chaleur. En 2016, l'ECS représentée 15,8 % de la consommation française.

En 2016, la ressource principale pour le chauffage en France était le gaz à hauteur de 40 %. Viennent ensuite par ordre décroissant d'utilisation le fuel, le bois et l'électricité. Le chauffage est le poste le plus énergivore et représentait 68,7 % de la consommation totale du parc résidentiel français en 2016. Enfin, 10,2 % de la consommation du parc est consacrée à l'électricité spécifique (éclairage, électroménager...)

5.2.2 Bâtiments tertiaires

Le secteur tertiaire souffre d'un manque de données à l'heure actuelle. L'ADEME propose d'estimer les besoins par mètres carrés de chauffage pour différents types de bâtiments tertiaires (commerces, bureaux, enseignement, santé, ...). Les données disponibles pour le fioul et le gaz naturel sont résumés par les Tableau 1 et Tableau 2.

Dépense chauffage et ECS kWh.m⁻² – Gaz naturel			
Types	Activités	Chauffage	ECS
Bureaux	<1000 m ²	191	7
	>1000 m ²	163	6
Enseignement	Primaire	157	17
	Secondaire	86	9
	Supérieur	127	14
Santé	Hôpitaux	148	45
	Cliniques	117	35
	Restaurants	126	38
Commerces	Grandes surfaces	Non disponible	Non disponible
	Petites	260	18
	Grands	Non disponible	Non disponible
Cafés, hôtels, restaurants	Restaurants	244	60
	Débits de boisson	175	43
	Hôtels	203	50

Tableau 1 : Moyennes françaises de consommation d'énergie au m² par nature pour le chauffage et l'ECS au gaz naturel par secteur d'activités (d'après [52])

Dépense chauffage kWh.m⁻² – Fioul	
Commerces	197
Bureaux	248
Enseignement	161
Santé	292

Tableau 2 : Moyennes françaises de consommation d'énergie au m² par nature pour le chauffage au fioul par secteur d'activités (d'après [52])

5.2.3 Synthèse

Nous avons constaté que les bâtiments ont des besoins différents, en fonction de leur utilisation (résidentiel, hôtel, bureaux, santé...) mais également en fonction de leur date de construction. La tendance est à une augmentation des besoins d'électricité spécifique et à une réduction des besoins de chauffage. La connaissance des besoins du bâtiment est une donnée primordiale pour le dimensionnement d'une installation de micro-cogénération. Dans cette optique, Bonabé de Rougé propose une représentation qualitative des besoins des bâtiments (Figure 32).

Cette représentation permet d'illustrer la répartition des besoins des bâtiments en fonction de leur type. Ainsi, à l'exception des bureaux fortement consommateurs en électricité, la plupart des bâtiments ont des besoins en chaleur supérieurs aux besoins électriques.

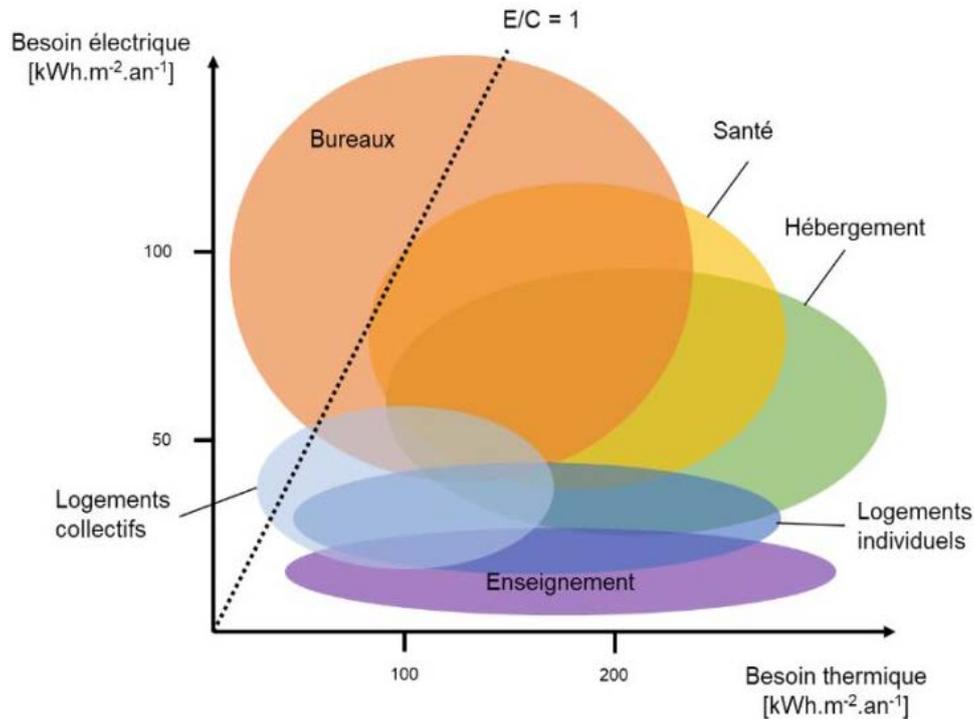


Figure 32 : Illustration des besoins thermiques et électriques (hors chauffage et ECS) pour différents bâtiments des secteurs résidentiels et tertiaires [46]

Le dimensionnement de l'installation et le choix de l'expanseur doit tenir compte des besoins futurs du bâtiment et idéalement des conditions climatiques du lieu d'implantation. Par exemple, les piles à combustible qui possèdent le rapport E/C (consommation électrique sur consommation de chaleur) le plus important parmi les technologies de micro-cogénérateur sont bien adaptées aux bâtiments de bureaux. Dans ce sens, au cours de nos travaux, un état de l'art des différentes technologies disponibles de micro-cogénérateur a été réalisé [53].

La proportion croissante des besoins électriques dans le bâtiment est une tendance nette. A titre d'illustration, l'ADEME fournit l'évolution des objectifs de consommations pour l'électricité, le chauffage, l'ECS ainsi que le ratio de puissance pour les différentes réglementations thermiques :

	ECS	Chauffage	Electricité	E/C
	$\text{kW}_{\text{th}} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{an}^{-1}$	$\text{kW}_{\text{th}} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{an}^{-1}$	$\text{kW}_{\text{él}} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{an}^{-1}$	$\text{kW}_{\text{él}} \cdot \text{kW}_{\text{th}}^{-1}$
Avant RT	30	150	25	0,15
RT 2000	25	100	25	0,2
RT 2012	25	25	25	0,5

Tableau 3 : Evolutions des besoins énergétiques des bâtiments avec les réglementations thermiques [54]

5.3 Potentiel de réduction des émissions de GES

Un des atouts de la production d'électricité et de chaleur via des micro-cogénérateurs est la diminution des émissions de GES. Pour quantifier cette diminution, le facteur d'émission est un indicateur intéressant. Il renseigne la quantité équivalente de CO₂ émise lors de la production d'un kWh d'énergie finale. Pour différents moyens de production, l'ADEME [52] fournit des ordres de grandeurs des facteurs d'émission (Tableau 4).

Technologie	Facteur d'émission (gCO ₂ eq.kWh ⁻¹)
Nucléaire	10
Centrale à gaz	406
Centrale à charbon	1038
Centrale fioul-vapeur	704
Eolien	7
PV	56

Tableau 4 : Facteurs d'émission de différents moyens de production d'électricité [52]

Concernant la technologie de micro-cogénération, le facteur d'émission est variable en fonction des conditions d'utilisation et de la technologie retenue. Une étude complète visant à caractériser les performances énergétiques et environnementales de différents micro-cogénérateurs en prenant en compte le couplage au bâtiment a été menée par Dorer et Weber [55]. Les technologies comparées dans cette étude sont les moteurs à combustion interne, les piles à combustible (SOFC et PEMFC), le moteur Stirling, la pompe à chaleur et la chaudière à condensation utilisée comme référence (voir Figure 33). Deux échelles de bâtiments ont été testées : une maison individuelle (« single family house », SFH) et un logement collectif (« multi-family house », MFH). Enfin, des mix énergétiques différents ont également été considérés (pertinent pour le calcul du facteur d'émission) : le premier mix correspond au mix européen (UCTE), tandis que le second mix envisagé privilégie le gaz avec la technologie cycle combiné (CC plant). Pour chaque cas testé, trois types de bâtiments ont été considérés : un bâtiment non optimal (« Building Stock »), un bâtiment de référence (« Building Code ») et un bâtiment optimisé d'un point de vue énergétique (« Passive House »).

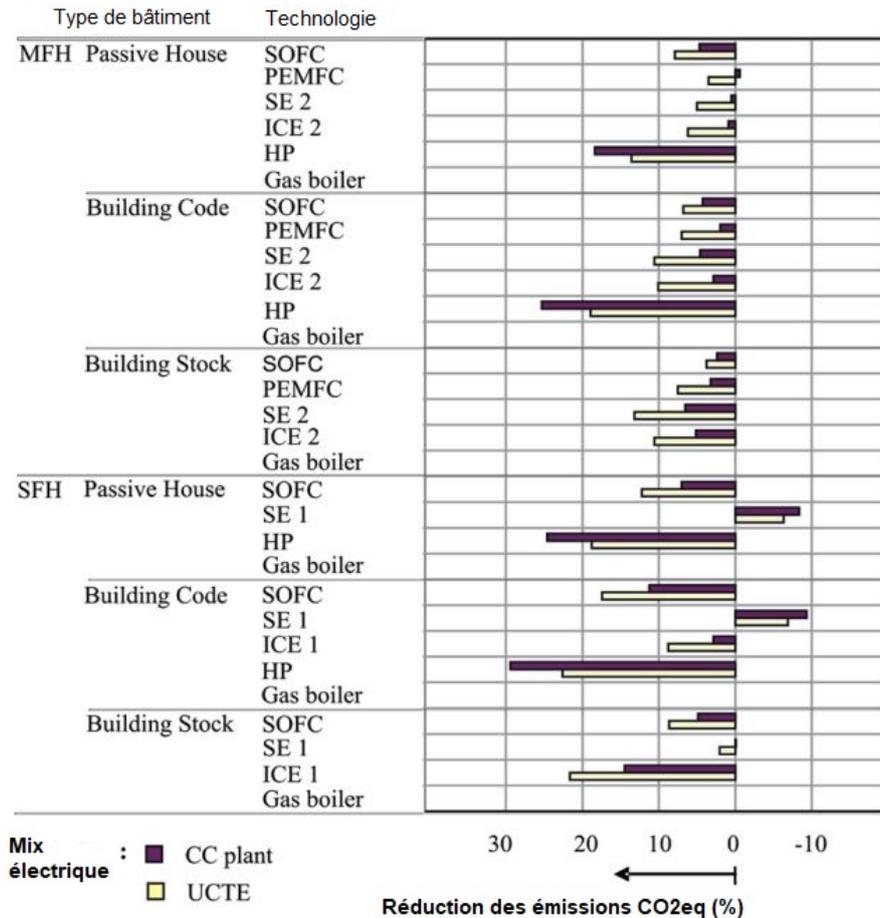


Figure 33 : Résultats de l'étude des émissions de GES pour différentes technologies de micro-cogénérateurs [55]

Les réductions des émissions de GES sont très dépendantes du mix électrique considéré. Par exemple, pour les cas français, fortement nucléaire, le facteur d'émission de l'électricité provenant du réseau est faible.

On constate que la plupart des systèmes conduisent à une réduction des émissions de GES, néanmoins les conclusions de l'étude montrent que la réduction maximale est obtenue avec la technologie pompe à chaleur (HP). D'autres études [56] [57] mettent en avant le potentiel d'économie de la micro-cogénération sur les émissions de GES.

5.4 Potentiel d'économie d'énergie primaire

De manière globale, et par comparaison à une production séparée d'électricité et de chaleur, un micro-cogénérateur permet une économie d'énergie primaire. Le rendement de production électrique du parc nucléaire français est d'environ 40 % alors que le rendement thermique d'une chaudière se situe autour de 95 %. En augmentant le rendement de conversion et de distribution, la micro-cogénération permet une meilleure utilisation de l'énergie primaire.

Pohl et Diarra [58] ont démontré qu'il est possible de réduire de 26 % les consommations d'énergie primaire pour un micro-cogénérateur gaz comparé à une production séparée de chaleur via une chaudière gaz et le réseau électrique. Les auteurs mettent en avant de grandes fluctuations de ces économies en énergie primaire, le maximum d'économie étant logiquement atteint lorsque

l'ensemble de la production électrique et thermique du micro-cogénérateur est autoconsommée.

6 Intégration des ENR en micro-cogénération

L'étude de la littérature scientifique sur les technologies de micro-cogénération utilisant des sources d'énergies renouvelables conduit à distinguer trois principales ressources utilisées : le solaire, la biomasse et le biogaz.

La première ressource présente l'avantage de n'impliquer aucun procédé de synthèse pour sa production mais pose le problème de la gestion de l'intermittence. De nombreux travaux [59][60][61] sont actuellement menés sur le stockage thermique et électrique afin de pallier cette intermittence permettant alors de dé-corréler la production et la consommation.

La biomasse et le biogaz semblent être des technologies plus faciles à mettre en œuvre à l'heure actuelle étant donné que ces combustibles peuvent se substituer aux combustibles usuels tels que le fioul, le pétrole et le gaz.

6.1 La ressource solaire

La ressource solaire présente l'avantage d'être inépuisable à l'échelle de l'Homme. Elle représente une immense quantité d'énergie disponible mais doit être stockée à faible coût pour se développer. En effet, la principale problématique des technologies solaires est la gestion de l'intermittence de la production.

6.1.1 Les technologies à concentration

Il existe différentes technologies qui permettent de focaliser le rayonnement solaire. Nous nous intéresserons ici aux trois filières principales de solaire thermodynamique par concentration : les systèmes paraboles-Stirling, les centrales à tour et les capteurs linéaires (type Fresnel ou cylindro-paraboliques). Notons qu'il existe une grande variété de fonctionnement pour une même technologie (fluides de travail différents, expanseurs différents...). Enfin, des technologies dites « mixtes » consistent en l'ajout d'un système de production (renouvelable ou non) afin de pallier l'intermittence de la production solaire. D'importants travaux ont été menés visant à réaliser un état de l'art des technologies de production d'électricité à partir de la ressource solaire [62][63].

6.1.1.1 Les paraboles couplées à un moteur Stirling

Une centrale de type parabole-Stirling est composée d'un concentrateur parabolique, d'un récepteur solaire et d'un moteur Stirling. Cette technologie peut également être utilisée avec une turbine à gaz, on parle alors de module parabole-Brayton [63]. Cette technologie bénéficie d'une haute efficacité thermodynamique ainsi que de facteurs de concentration importants (de 100 à 1000). Les températures atteintes pour ce type de systèmes sont élevées : de 150 à 1500°C.

Un suivi deux axes (ou altazimutale) permet également de maximiser la récupération de l'énergie solaire. Notons cependant que la faible maturité de cette technologie la cantonne aujourd'hui au rang de démonstrateur [64], les coûts d'installation étant encore rédhibitoires pour un développement commercial.



Figure 34 : Vue d'ensemble d'un système parabole/Stirling [65]

Parmi les travaux effectués en petite puissance pour ce type de système, la thèse de doctorat de François Nepveu [66] présente une installation Parabole/Stirling produisant de l'électricité et de la chaleur développée au laboratoire PROMES. La puissance électrique visée par l'installation est de 10 kW. La puissance thermique disponible est de 20 kW. L'auteur rapporte un bon fonctionnement de l'installation (jusqu'à 75 % d'exploitation de la ressource solaire) mais met l'accent sur le manque de robustesse de cette technologie.

Récemment, Prinsloo [67] a proposé un modèle de système de micro-cogénération fonctionnant avec la technologie Parabole/Stirling. La technologie considérée est un système hybride solaire/biomasse devant couvrir les besoins en électricité et en chaleur de sites isolés. L'application visée est l'électrification de villages africains non raccordés au réseau électrique. Les performances de l'installation, dimensionnée pour générer une puissance électrique de 1 kW et une puissance thermique de 3 kW, sont simulées avec le logiciel TRNSYS©.

6.1.1.2 Les centrales à tour

Les centrales à tour sont composées d'un champ de miroirs (appelés héliostats) orientables selon deux axes qui réfléchissent le rayonnement solaire en un point récepteur situé au sommet d'une tour [68]. Cette tour est généralement placée au centre ou au sud du champ d'héliostats. Cette technologie possède des facteurs de concentration importants (de 150 à 1500) et permet donc d'atteindre des températures très élevées (de 300 à 2000°C). Ces niveaux de températures permettant l'usage de cycles de Rankine lorsque l'eau est utilisée comme fluide de travail, mais aussi des cycles de Brayton avec turbine à gaz ou encore des cycles combinés. Cette technologie de haute puissance (généralement au-delà du MW) souffre encore d'une faible maturité et d'un coût d'installation très important. De nombreux projets de grande puissance utilisant cette technologie ont vu le jour en Espagne [8], au Maghreb [70] et au Moyen-Orient [71].

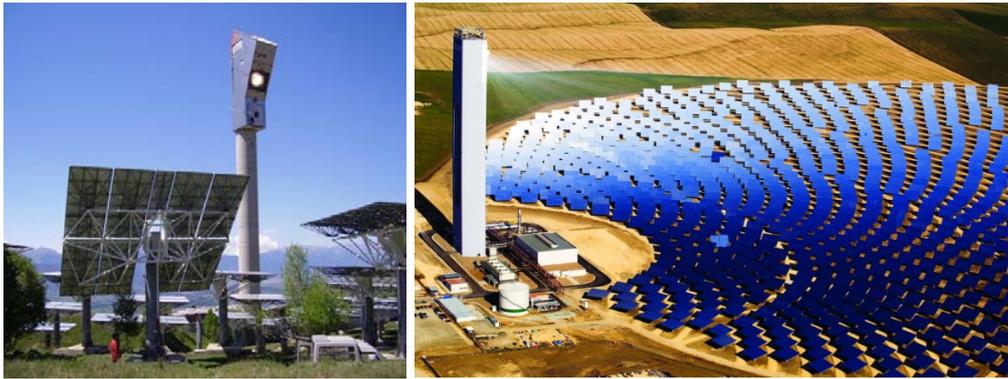


Figure 35 : Centrale à tour de THEMIS [72], Centrale solaire de Midelt (Maroc)

6.1.1.3 Les capteurs linéaires

On appelle capteur linéaire les concentrateurs solaires composés de miroirs qui concentrent le rayonnement solaire sur une ligne où est placée un tube d'« absorbeur » [73]. Il existe deux technologies principales pour ce type de capteurs : les capteurs cylindro-paraboliques [63] et les capteurs de type Fresnel [63], la première technologie citée étant la plus répandue.

Usuellement, les concentrateurs sont alignés Nord/Sud et réfléchissent le rayonnement solaire vers le tube absorbeur dans lequel circule un fluide caloporteur (eau ou huile synthétique). Ce fluide de travail est chauffé à haute température (environ 300-400°C). Un cycle thermodynamique utilisé est de type Rankine et permet la production d'électricité via un alternateur.

De manière générale, les capteurs linéaires à concentration souffrent d'un rendement thermodynamique relativement faible comparé aux autres technologies. Cela est principalement dû au faible ratio de concentration atteint par ces technologies (entre 10 et 40) ainsi que des températures de fonctionnement plus faibles que pour les autres technologies (de 50°C à 400°C). Néanmoins, ces technologies sont les plus matures et les mieux maîtrisées. Elles bénéficient également d'un coût d'installation moins élevé. Notons que des sels fondus sont souvent utilisés comme fluide de stockage.



Figure 36 : Vue d'ensemble des technologies de capteurs linéaires (cylindro parabolique à gauche [74], capteur de Fresnel à droite [75])

Pour l'électrification de sites isolés en Indonésie, Pikra *et al.* [76] ont réalisé une étude de faisabilité sur un système hybride solaire de petite puissance. La technologie proposée est un cycle ORC fonctionnant grâce à l'énergie solaire concentrée, ainsi qu'avec une chaudière à gaz en appoint pour pallier l'intermittence de la ressource solaire. La puissance électrique visée par cette installation est de 10 kW.

Les technologies solaires à concentration permettent d'atteindre d'importants niveaux de températures (au-delà de 250 °C) facilement valorisables. La plupart des installations existantes utilisent la ressource solaire comme source chaude dans un cycle thermodynamique de type Rankine.

Les technologies utilisant des huiles organiques comme fluide de travail présentent l'avantage de permettre un stockage thermique efficace mais entraînent des pertes thermiques lors de la production de vapeur via un échangeur. Les technologies en génération directe de vapeur minimisent ces pertes (économie d'un échangeur) mais sont plus difficilement pilotables et nécessitent le recours à une source d'appoint.

En France, la centrale solaire thermique MicroSol-R inaugurée en 2016 à Odeillo [77] peut être classée parmi les technologies de micro-cogénération solaire. L'objectif est d'optimiser la production d'électricité, de chaleur et de froid à partir de la ressource solaire. Pour cela trois modules cylindro-paraboliques de 12 mètres de longueur orientés Nord-Sud (un module) et Est-Ouest (deux modules) permettent la concentration du rayonnement solaire sur un tube absorbeur dans lequel circule de l'huile chauffée autour de 300°C. En sortie de champ solaire, cette huile est stockée soit dans deux cuves (chaude et froide), soit dans une seule cuve à l'aide de la technologie thermocline. La production de la vapeur est assurée par le passage de l'huile dans trois échangeurs. La génération d'électricité est assurée, via un cycle ORC, par une micro-turbine à vapeur d'une puissance de 15 kW.

Le projet REELCOOP [78], financé par l'Union européenne en 2015, est très proche de ce qui est entrepris dans nos travaux. Il ambitionne de développer trois centrales solaires de petites puissances, deux d'entre elles étant basées sur la technologie solaire thermodynamique et la troisième est photovoltaïque.

Krüger *et al.* [79] ont développé une installation fonctionnant suivant un cycle ORC et utilisant la technologie cylindro-parabolique. Elle est composée d'un champ de concentrateurs cylindro-paraboliques offrant une surface de captage du rayonnement de 979 m². A la sortie du champ solaire, la vapeur saturée produite est stockée dans un réservoir à une pression de 8 bars. A travers un échangeur à plaques, la vapeur alimente l'évaporateur d'un cycle ORC qui génère de l'électricité via une turbine de 60 kW. Une chaudière biomasse d'appoint ainsi qu'un stockage de chaleur (avec des matériaux à changement de phase) sont prévus sur ce prototype.

Plus théoriquement, Magalhaes Ferreira [83] a étudié le couplage d'une parabole Stirling avec un moteur Stirling pour une application de micro-cogénération au cours de sa thèse de doctorat. Les travaux sont principalement axés sur le développement d'un modèle pour le moteur et l'étude économique d'un tel système.

Une étude similaire a été proposée par Moghadam *et al.* [80]. Le micro-cogénérateur étudié se compose d'une parabole Stirling et réalise la conversion d'électricité grâce à un moteur Stirling. L'étude du système est menée d'un point de vue énergétique, environnementale et économique.

6.1.2 Les technologies hybrides photovoltaïques thermiques (PVT) et capteurs solaires non concentrés

Un état de l'art des technologies hybrides photovoltaïques thermiques est proposé par Chow [81]. L'auteur divise les technologies photovoltaïques thermiques en deux catégories : celles utilisant l'air comme fluide de travail (PVT/a), et celles

utilisant un liquide, généralement de l'eau, comme fluide de travail (PVT/w). Une étude comparative des deux technologies a été menée par Tripanagnostopoulos [82]. Les résultats montrent que la récupération de la chaleur est plus efficace lorsque l'eau est utilisée comme fluide de travail (rendement thermique allant de 38 % à 75 % pour l'air, et de 55 % à 80 % pour l'eau).

Mojumder [83] présente une étude expérimentale d'un système PVT/a. Le refroidissement des cellules photovoltaïques est amélioré via la pose d'ailettes sous la surface des cellules. Des tests sont effectués pour différentes conditions de débit d'air et d'ensoleillement. Pour un débit d'air de 0,14 kg/s et un ensoleillement de 700 W/m², l'installation atteint des rendements thermique et électrique de 56,19 % et 13,75 % respectivement.

Une étude de sensibilité sur une installation PVT/w a été menée par Ji [84]. Le système étudié est constitué d'un capteur thermique auquel est ajouté des cellules photovoltaïques de silicium monocristallin. L'absorbeur est placé derrière les cellules PV. Un point important abordé par l'auteur est la nécessité d'une bonne conduction thermique entre les cellules PV et l'absorbeur, couplé à une bonne isolation électrique. La circulation de l'eau se fait naturellement dans le système (absence de circulateur), l'eau chaude étant stockée dans un réservoir en partie haute du panneau. Sur une journée d'essais, le système atteint une efficacité électrique de 10 %, une efficacité thermique de 52 %, et assure une production d'eau chaude à environ 50°C.

Enfin, une étude numérique a été proposée par Calise *et al.*[85] qui proposent un système ORC utilisant des collecteurs solaires comme source chaude pour le cycle. Le champ de capteur possède une surface de 73,5 m² et permet la montée en température d'une huile thermique jusqu'à 230 °C. La production d'électricité est assurée par une turbine couplée à un générateur dont la puissance électrique visée est de 6 kW. Dans le cas de tarifs de rachats intéressants et moyennant une aide publique, le système est considéré économiquement viable pour la majorité des pays méditerranéens.

6.2 La ressource biomasse

6.2.1 Définition

Dans cette partie, on appelle « biofuel » tout solide, gaz ou liquide produit directement à partir de la biomasse. Généralement, on appelle biomasse l'ensemble de la matière d'origine biologique. La biomasse comprend ainsi les arbres, les cultures et de manière plus générale tous les végétaux. Contrairement à la combustion d'énergie fossile qui libère du CO₂ stocké dans le sous-sol depuis des millions d'années, la combustion de biomasse libère le CO₂ stocké par le végétal sur une période beaucoup plus courte (une dizaine d'années environ). En considérant un cycle de vie d'une dizaine d'années, la ressource biomasse peut donc être considérée comme renouvelable [86].

6.2.2 Exemples de technologies biomasse en micro-cogénération

La ressource biomasse est répandue dans les applications de micro-cogénération. En 2014, Cardozo [87] présente une étude expérimentale d'une installation de micro-cogénération comprenant un brûleur à granulés de bois couplé à un moteur Stirling. L'installation est dimensionnée pour produire 20 kW thermiques et 1 kW électrique. Le secteur d'application visé est le bâtiment résidentiel. Les auteurs rapportent une efficacité globale du système de 72 %.

Dans sa thèse de doctorat, Bouvenot [88] a étudié une installation fonctionnant aux granulés de bois couplée à un moteur à vapeur distribué en France par la

société Exoès. L'installation a été dimensionnée pour produire entre 0,3 et 1,6 kW d'électricité et entre 3 et 16 kW de chaleur. L'étude propose une modélisation du comportement de l'installation en phase dynamique et pour différents niveaux de charge. Les résultats du modèle montrent que les paramètres influant sur les performances du système sont principalement la température d'eau en entrée du système ainsi que le débit d'eau de refroidissement. L'auteur rapporte une efficacité électrique et globale de l'installation de 9 et 95 % respectivement.

En 2010, Thiers [89] propose une étude expérimentale d'un module de micro-cogénération fonctionnant également aux granulés de bois et utilisant un moteur Stirling de type alpha. Une campagne de mesures expérimentales a été menée afin de prédire les performances du système ainsi que ses émissions. Les résultats de cette campagne d'essais ont conduit à la détermination des rendements électrique et thermique de 13,5 et 53,5 % respectivement. Les données expérimentales ont ensuite été utilisées dans un modèle simulant les performances de l'installation au pas de temps horaire afin de mettre en place des stratégies de contrôle.

Une installation couplant un brûleur à granulés de bois et un cycle ORC a été présentée en 2012 par Qiu [90]. L'expansor utilisé pour le cycle ORC est un moteur pneumatique à palettes. La chaudière à granulés de bois utilisée a une puissance thermique de 50 kW. Pour une puissance électrique produite de 861 W, les rendements électrique et global ont été évalués au maximum à 1,5 et 78 % respectivement. Le fluide organique utilisée est du HFE7000 et atteint une température maximale en entrée d'expansor de 118 °C.

6.3 La ressource biogaz

6.3.1 Définition

On appelle biogaz un mélange de gaz composé de 40 à 80 % de méthane, de dioxyde de carbone, de vapeur d'eau et de sulfure d'hydrogène provenant de la fermentation de biomasse en absence d'oxygène (milieu anaérobie). Le biogaz présente l'avantage de se substituer aisément au gaz naturel et permet donc l'intégration d'énergie renouvelable en micro-cogénération.

6.3.2 Exemples de technologies biogaz en micro-cogénération

En 2008, Thomas [91] présente une série de tests sur des installations de micro-cogénération. Parmi les installations étudiées la « Micro-CHP SM5A » développée par Stirling Denmark est une installation fonctionnant au biogaz. L'utilisation du biogaz nécessite une taille de chaudière plus importante afin de compenser les niveaux de température plus faibles dans la chambre de combustion. L'expansor utilisé dans cette étude est un moteur Stirling de type bêta. Les puissances électriques et thermiques mesurées sont respectivement de 1,3 à 4,7 kW et de 4 à 12,5 kW. Les rendements électrique et global obtenus lors de cette étude sont de 20,8 et 84,5 % respectivement.

La ressource biogaz est également utilisable avec les piles à combustible. Par exemple, Farhad [92] présente l'étude de différents types de piles à combustibles SOFC utilisables en micro-cogénération pour le bâtiment. Trois configurations se différenciant par la méthode d'injection dans le reformeur utilisé sont étudiées. Comme attendu les essais effectués présentent de bons rendements électriques, avoisinant 40 %.

6.4 Autres technologies - hybridation

Si les ressources solaires et biomasses, sous forme de biofuel ou de biogaz, semblent être les énergies renouvelables les plus facilement utilisables en micro-cogénération, d'autres systèmes sont actuellement à l'étude.

Tempesti [93] propose une analyse thermodynamique d'un système hybride de micro-cogénération utilisant l'énergie solaire et la géothermie. Le système étudié est un cycle ORC utilisant comme source chaude de la chaleur géothermique à une température de 80-100°C. La puissance électrique visée est de 50 kW.

Une étude proposée par Kosmadakis *et al.* [94] présente une installation couplant des cellules photovoltaïques à concentration à un cycle ORC. En sortie de champ solaire, l'eau est à une température comprise entre 50 et 100 °C, et alimente l'évaporateur du cycle ORC. En conditions réelles, pour une puissance thermique comprise entre 25 et 40 kW, les auteurs obtiennent une puissance électrique comprise entre 0,5 et 2 kW.

Au cours de sa thèse de doctorat, Mabrouk [95] détaille le fonctionnement d'une centrale solaire à concentration (cylindro-parabolique) produisant de l'électricité pour des sites isolés, non raccordés au réseau électrique. La récupération de la chaleur n'est pas explicitement étudiée mais un tel système pourrait être envisagé en micro-cogénération. Afin de faire face au caractère intermittent de la ressource solaire, une hybridation du système avec une chaudière à gaz montée en parallèle du stockage de chaleur est proposée.

7 Positionnement du travail de thèse

Nous avons vu en section 4 de ce chapitre les nombreux avantages que peuvent apporter les systèmes de micro-cogénération au mix énergétique (flexibilité du réseau, efficacité de conversion plus élevée, diminution des émissions de GES...). Dans une logique de production d'électricité et de chaleur décarbonnée et efficace, ce travail vise à étudier un système innovant et original de micro-cogénération à partir d'énergie solaire concentrée avec de l'eau comme fluide de travail. L'utilisation de l'eau a pour avantage d'être à faible coût et à faible toxicité. Cependant, son utilisation complexifie la lubrification de l'expansor. Usuellement, l'eau est utilisée pour des cycles thermodynamiques avec des températures de source chaude importantes (supérieures à 200 °C).

Nous abordons dans ce travail de thèse les problématiques suivantes :

- **Comment peut fonctionner un micro-cogénérateur à partir de l'énergie solaire concentrée en génération directe de vapeur ?** Pour répondre à cette question, les résultats d'une étude expérimentale du fonctionnement d'une telle installation seront présentés au chapitre 2.
- **Quelle architecture est préférable pour un tel système ?** Le chapitre 3 proposera une mise en équation des principaux éléments du micro-cogénérateur.
- **Comment procéder à son intégration au sein d'un bâtiment ?** Cette problématique sera abordée au chapitre 4 dans lequel un couplage de l'installation à un bâtiment résidentiel est proposé.

Ainsi, l'étude expérimentale sur le prototype de l'Université de La Rochelle améliorera la base de données existante et permettra l'identification de certains verrous techniques empêchant le développement à l'heure actuelle de la technologie étudiée. D'autre part, les travaux de modélisation conduiront au

couplage de l'installation à un bâtiment résidentiel via un logiciel de simulation thermique dynamique (TRNSYS®).

Conclusions

Réduire l'impact des bâtiments sur l'environnement devrait passer tout d'abord par une réduction de leur consommation énergétique. Cependant certains besoins comme le chauffage en hiver et l'eau chaude sanitaire nécessiteront toujours des systèmes de conversion d'énergie qui devront être de plus en plus efficaces. Ainsi, des travaux conjugués sur l'enveloppe des bâtiments et sur les systèmes de conversion semblent être nécessaires. De plus, l'épuisement des ressources fossiles et la volonté de diversifier le mix énergétique rendent pertinents l'introduction massive des énergies renouvelables dans les moyens de production d'énergie.

Le travail de recherche présenté ici s'inscrit dans la continuité des travaux de Bouvier [1]. Les originalités du prototype étudié sont le suivi solaire deux axes (peu commun pour les capteurs linéaires) ainsi que l'utilisation de l'eau comme fluide de travail au primaire (génération directe de vapeur). Le cycle thermodynamique permettant la génération d'électricité et de chaleur est un cycle de Rankine avec surchauffe en sortie d'évaporateur (cycle de Hirn). Les puissances envisagées pour un tel système sont de 1 kW électriques et 15 kW thermiques.

L'état de l'art effectué rapporte un réel intérêt pour la micro-cogénération ainsi qu'un effort de recherche et développement afin de mettre au point des systèmes de conversion d'énergie efficaces dans le but d'optimiser l'utilisation d'énergie primaire. Un fort intérêt est également à noter pour les installations utilisant des énergies renouvelables. Parmi elles, le biogaz et la biomasse sont des technologies qui semblent pouvoir se développer rapidement. Les technologies solaires nécessitent quant à elles encore des développements en terme de couplage au bâtiment et de stockage de l'énergie thermique et électrique dans le but d'atteindre une maturité permettant sa propagation, c'est dans ce cadre que ce travail de recherche s'inscrit.

Chapitre 2

Caractérisation expérimentale d'un prototype de micro-cogénération solaire

Introduction.....	43
1 La génération de vapeur à partir de l'énergie solaire concentrée.....	43
2 Présentation du prototype	44
2.1 Schéma de principe	44
2.2 Description des éléments.....	47
2.3 Pilotage de l'installation	51
3 Campagne d'essais expérimentaux	52
3.1 Instrumentation.....	52
3.2 Incertitudes sur le calcul des puissances thermiques.....	54
3.3 Définition des indicateurs.....	54
3.4 Caractérisation du concentrateur seul	56
3.5 Caractérisation de l'ensemble du micro-cogénérateur	82
Conclusions	93

Introduction

Le chapitre présenté rend compte de l'étude expérimentale réalisée sur le prototype MICOSOL. Une attention particulière a été portée au caractère complémentaire des essais afin d'éviter toute redondance avec des essais réalisés au cours des travaux de Bouvier.

Dans cet objectif, la campagne d'essais a consisté à caractériser les conditions de surchauffe de la vapeur en sortie de champ solaire puis la dynamique du concentrateur pour des essais à débit variable.

Les essais réalisés avec le moteur ont permis de caractériser le fonctionnement de l'installation en période hivernale pour la première fois (jusqu'à présent les essais avaient été réalisés en été).

1 La génération de vapeur à partir de l'énergie solaire concentrée

La plupart des centrales solaires à concentration fonctionnent à partir de deux circuits. Le circuit « primaire » est le circuit dans lequel le fluide de travail reçoit l'énergie solaire concentrée. La chaleur transmise à ce fluide est ensuite fournie à l'aide d'échangeurs de chaleur au circuit « secondaire » qui assure la production d'électricité à l'aide d'un cycle thermodynamique. Usuellement, le fluide de travail du circuit primaire est une huile organique (voir chapitre 1, section 6.1.1.3), facilitant ainsi la régulation de l'installation ainsi que le stockage d'énergie sous forme thermique.

Le concept de génération directe de vapeur utilise uniquement l'eau comme fluide de travail. Cela permet de réduire les coûts, de travailler à des températures plus importantes. En effet, il existe des limitations sur la température maximale que peuvent atteindre certaines huiles organiques sous peine de détérioration. Enfin, la génération directe de vapeur diminue les pertes thermiques au niveau de la chaîne de conversion énergétique en s'affranchissant d'un échangeur de chaleur entre la boucle de captation de l'énergie solaire et la boucle de production électrique.

De nombreux travaux ont été menés dans le but de mieux comprendre les phénomènes de génération de vapeur [96] [97] [98] [99] [100]. Un des problèmes les plus fréquemment rencontré dans ce type d'installation est la régulation ainsi que la maîtrise des phénomènes physiques complexes ayant lieu au sein de l'évaporateur (écoulement et évaporation d'un mélange diphasique) [101].

Il existe trois modes de génération directe de vapeur pour les capteurs linéaires : l'ébullition directe en cycle ouvert en mode « passage unique » (once-through mode), le mode de « recirculation » (recirculation mode) et le mode à « injections multiples » (injection mode).

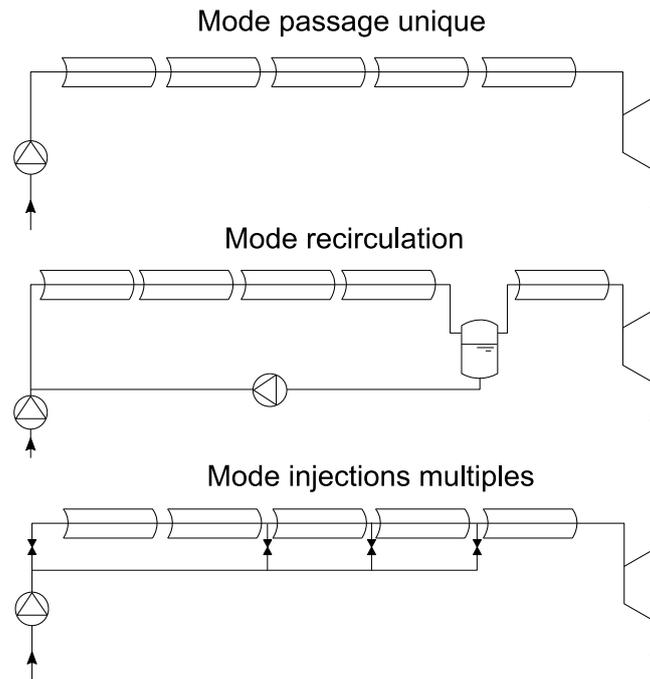


Figure 37 : Principaux modes de génération directe de vapeur (d'après [102])

Les trois principaux modes de génération directe de vapeur sont rappelés sur la Figure 37. Le mode de passage unique est le concept le plus simple à mettre en œuvre. L'eau est chauffée dans l'absorbeur par le rayonnement solaire concentré jusqu'à la température de saturation correspondante à la pression de travail, puis vaporisée et surchauffée au sein d'une unique boucle fluide. Cette méthode est peu coûteuse mais souffre de difficultés de régulation, notamment en cas de variations brusques d'ensoleillement.

Pour le mode de recirculation, un premier circuit d'eau permet le chauffage et l'évaporation de l'eau. La vapeur est ensuite dirigée vers un réservoir appelé « séparateur liquide vapeur ». La vapeur saturée en haut de réservoir est injectée vers la zone de surchauffe tandis que le liquide saturé en fond de réservoir est réinjecté en entrée de champ solaire pour être vaporisé. Cette installation présente l'avantage d'être plus robuste que la précédente.

Le mode à injections multiples consiste en l'injection de liquide à différentes zones de l'absorbeur afin d'assurer un meilleur contrôle de la température en sortie de champ solaire. Cette dernière technologie qui nécessite une régulation fine, est plus délicate à mettre en œuvre.

Pour des raisons de simplicité de mise en œuvre et de coût, la technologie retenue pour le prototype considéré ici est le mode de passage unique.

2 Présentation du prototype

2.1 Schéma de principe

Le prototype MICOSOL (Figure 38) est l'un des seuls systèmes de petite puissance fonctionnant en génération directe de vapeur actuellement opérationnel.

L'installation a été initialement dimensionnée pour produire $20 \text{ kW}_{\text{th}}$ et $2 \text{ kW}_{\text{él}}$ (soit un rapport E/C de 0,1). D'après l'analyse des besoins en électricité et en chaleur

pour différents types de bâtiments (voir chapitre 1, section 4.3.3.), cette installation apparaît adaptée à des logements individuels ou des locaux d'enseignement.



Figure 38 : Vue d'ensemble du prototype MICOSOL

Le schéma de principe de l'installation est présenté par la Figure 39. Le système est composé de trois éléments principaux :

- Les concentrateurs solaires cylindro-paraboliques permettent la concentration du rayonnement solaire sur un tube absorbeur dans lequel circule de l'eau. L'eau est vaporisée directement dans l'absorbeur puis récupérée sous forme de vapeur saturée ou surchauffée selon les conditions d'opération. Un surchauffeur électrique permet, si besoin, d'assurer la surchauffe en sortie de champ solaire ;
- Un moteur à vapeur à piston monocylindre assure la détente de la vapeur et met en mouvement un arbre relié à une génératrice à l'aide d'un système de type bielle/manivelle ;
- Un système hydraulique, appelé « skid », assure l'interface entre le concentrateur, le moteur à vapeur et le circuit secondaire apportant la chaleur au bâtiment. Le skid hydraulique est principalement constitué d'un échangeur à plaques, d'un condenseur et d'un ballon tampon appelé « bache à eau » sur le schéma de principe (Figure 39).

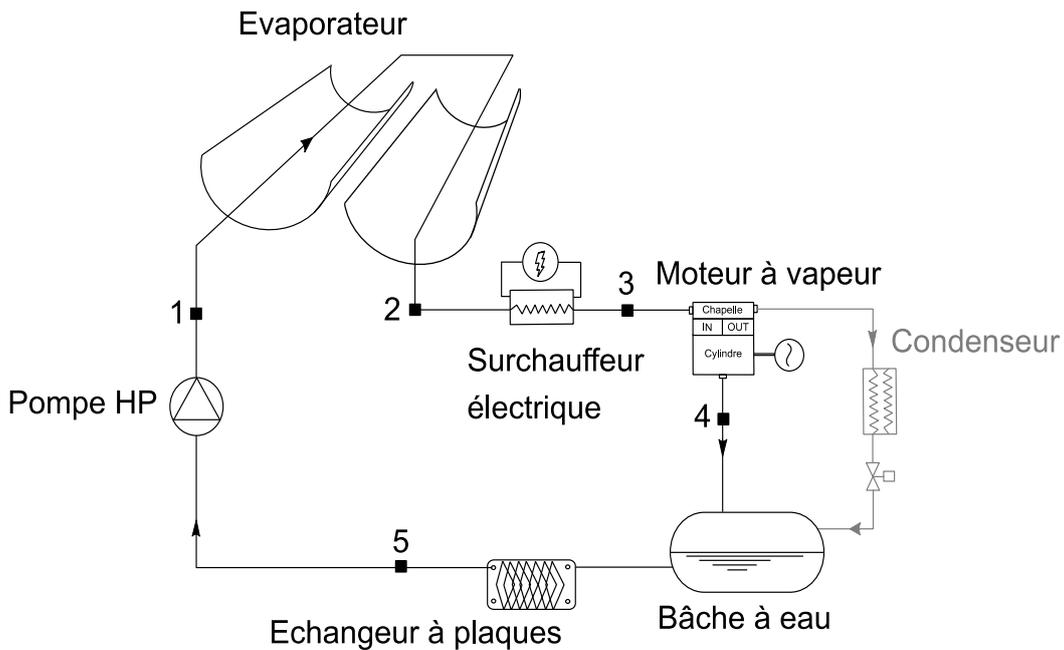


Figure 39 : Schéma de principe de l'installation MICOSOL

Sur la Figure 39, la partie condenseur est grisée car elle correspond à une utilisation de l'installation en fonctionnement non nominal (moteur bipassé). En pratique, le skid hydraulique est constitué de nombreux éléments permettant notamment la régulation de la pression du système. La Figure 40 présente le cycle thermodynamique (cycle de Hirn) de l'installation.

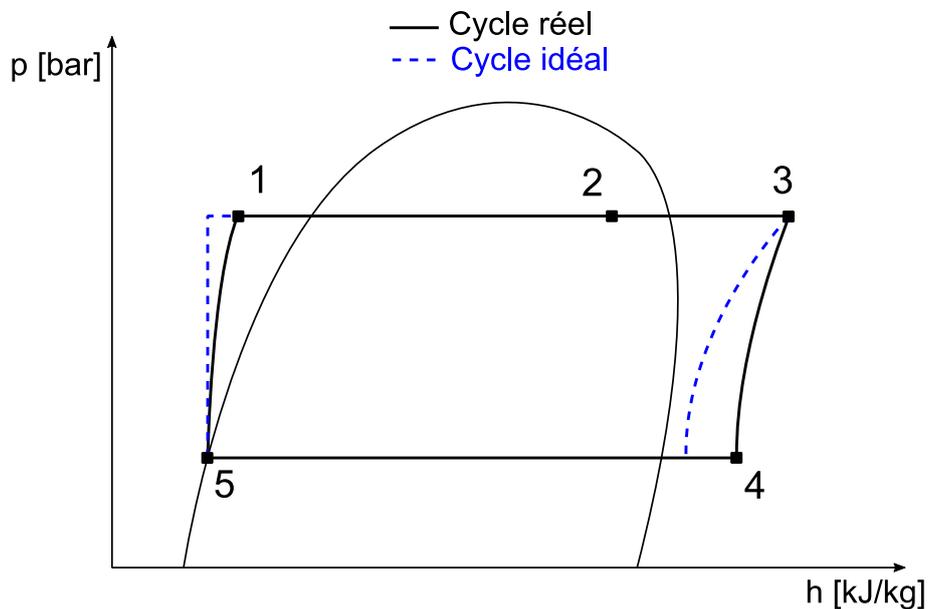


Figure 40 : Cycle thermodynamique de l'installation (cycle de Hirn)

Nous avons choisi de représenter le cycle thermodynamique de l'installation dans un diagramme pression-enthalpie. En noir est représenté le cycle réel, en pointillé bleu, le cycle idéal correspondant à un cycle sans irréversibilité au niveau de la pompe haute pression (compression adiabatique) et de la détente de la vapeur au moteur à vapeur (détente réversible).

La partie évaporation à haute pression (transformation 1-2-3) correspond aux apports de chaleur du concentrateur solaire (transformation 1-2) et de l'appoint électrique (transformation 2-3). La partie condensation basse pression englobe les phénomènes de condensation dans la bache et l'échange de chaleur à l'échangeur à plaques (transformation 4-5).

2.2 Description des éléments

2.2.1 Le concentrateur solaire

Le concentrateur solaire (Figure 41) est composé de deux lignes de miroirs récepteurs d'une longueur de 12 m. Les miroirs utilisés sont composés d'un film d'aluminium déposé sur un matériau composite.



Figure 41 : Photographie d'une ligne de concentrateur solaire

Les différentes caractéristiques du concentrateur ainsi que du système de captage (enveloppe en verre et tube absorbeur en acier « 304L ») sont présentés dans le Tableau 5. Une discussion sur le choix de la technologie ainsi que les propriétés optiques sont proposées en Annexe 8.

Paramètres	Valeurs
Longueur d'une ligne de concentrateur	12 m
Largeur d'ouverture	1,94 m
Surface totale de captation solaire	46,5 m ²
Distance focale	0,35 m
Angle d'ouverture des miroirs	112°
Facteur de concentration	18,1
Diamètre extérieur enveloppe en verre	60 mm
Diamètre intérieur enveloppe en verre	57,6 mm
Diamètre extérieur de l'absorbeur	34 mm
Diamètre intérieur de l'absorbeur	32,5 mm
Réflectivité des miroirs	0,87

Tableau 5 : Caractéristiques du concentrateur

2.2.1.1 Le suivi solaire

Il est possible de distinguer les technologies de suivi solaire par leur techniques d'asservissement [103] :

- La première technologie dite « boucle fermée » repose sur la maximisation du signal solaire reçu par une cellule photovoltaïque (PV). Le système de tracking se met alors en mouvement afin de maximiser à chaque instant le flux solaire reçue par la cellule PV, positionnée généralement à l'identique de l'installation solaire ;
- La seconde technologie dite « boucle ouverte » repose sur le calcul de la position solaire. Le système de tracking déplace l'installation en fonction des angles déterminés par un algorithme prenant en entrée la date, de l'heure et les coordonnées GPS de l'installation. Cette technologie de suivi ne possède pas de rétroaction et peut connaître des dérives dans le temps. Le suivi doit donc être régulièrement vérifié. La NREL propose un algorithme de calcul de la position solaire [104] qui est celui implémenté sur le prototype MICOSOL.

2.2.1.2 Originalités

D'après la littérature, les installations de micro-cogénération utilisant des capteurs cylindro-paraboliques sont rares. Le cas d'une centrale solaire de petite puissance produisant de la chaleur et de l'électricité en génération directe de vapeur a peu été étudié [105].

Les dimensions du prototype permettent un suivi deux axes. Le suivi zénithal est assuré par un tracking « classique » : les miroirs sont en rotation autour du tube absorbeur grâce à un moteur électrique. Le suivi azimutal constitue la principale originalité du projet. Afin de maximiser la captation de la ressource solaire, l'ensemble de la structure se trouve sur un châssis mobile permettant la mise en rotation du prototype à l'aide de deux moteurs électriques.

2.2.2 Le skid hydraulique

Le skid hydraulique est un ensemble d'éléments assurant l'interface entre le champ solaire, la boucle secondaire et le moteur simulant la charge en chaleur d'un bâtiment. La Figure 42 présente une photographie du skid et illustre la grande compacité du système.



Figure 42 : Vue d'ensemble du skid hydraulique

Le skid a été conçu pour permettre deux modes d'opération, assurant une flexibilité au fonctionnement de l'installation.

En fonctionnement nominal, la vapeur d'eau arrive du champ solaire à l'état de vapeur surchauffée. Elle est dirigée vers la chambre du moteur où elle est détendue et permet la génération d'électricité via une génératrice. En sortie de moteur, la vapeur est dirigée vers la bûche à eau, où elle est condensée. L'eau, à l'état liquide en sortie de la bûche à eau, est ensuite redirigée vers le champ solaire.

En fonctionnement by-pass, la vapeur est acheminée vers le condenseur sans être détendue dans le moteur. Ce fonctionnement est utilisé principalement au démarrage/arrêt de l'installation afin de ne pas injecter de liquide dans le cylindre du moteur.

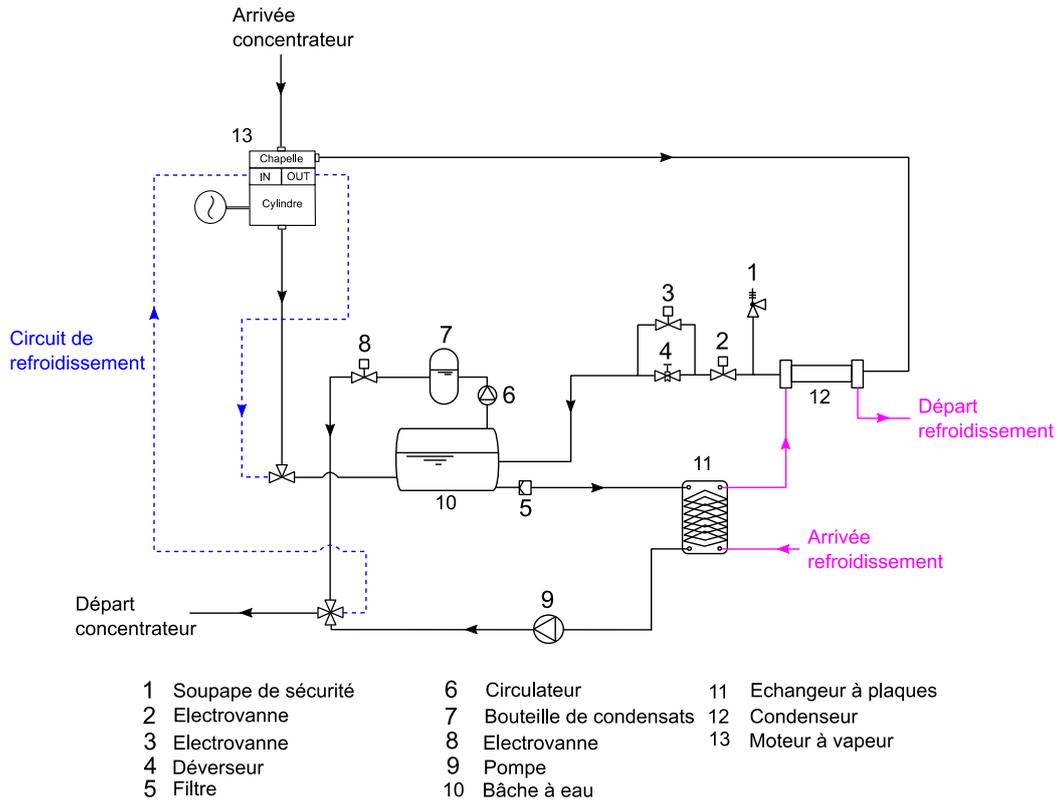


Figure 43 : Schéma de principe du skid hydraulique

La Figure 43 présente le schéma de principe du skid hydraulique. Par souci de clarté seuls les principaux éléments y figurent. Notons que le skid hydraulique est densément instrumenté (capteurs de pression, de débit et de température) afin d'assurer le suivi des performances de l'installation.

2.2.3 Le moteur à vapeur

Le moteur à vapeur utilisé est un détendeur à piston monocylindre. Le choix d'utiliser l'eau comme fluide de travail et la contrainte des hautes températures atteintes par la vapeur en sortie de champ solaire nécessite l'utilisation d'un moteur sans lubrification. Ainsi, un contact sec en céramique entre le piston et le cylindre a été développé par la société EXOES. La réalisation du moteur a donné lieu au dépôt d'un brevet [106]. La Figure 44 présente les principaux éléments constituant le moteur à vapeur utilisé sur le prototype.

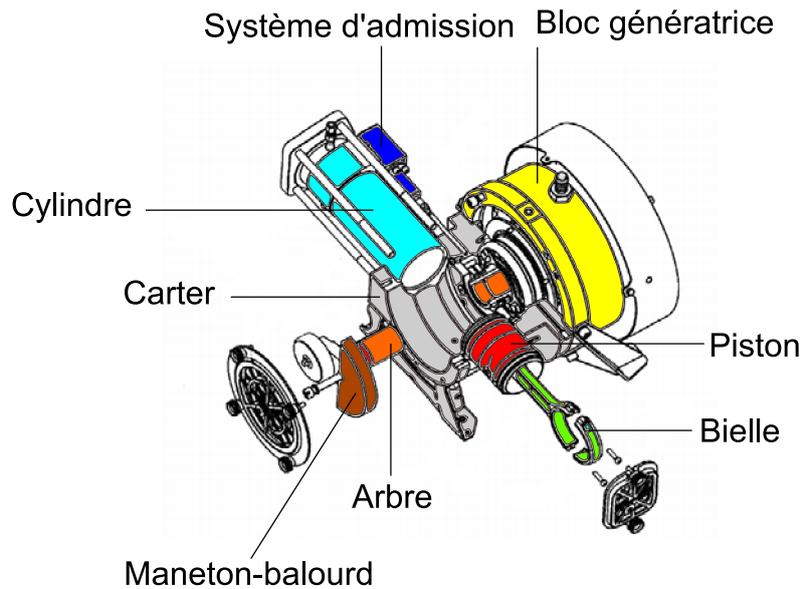


Figure 44 : Vue éclatée du moteur à vapeur (d'après [106])

2.2.4 La boucle secondaire

L'énergie thermique produite par l'installation n'étant pas consommée par un bâtiment à l'heure actuelle, il est nécessaire de l'évacuer. Pour cela, la boucle secondaire permet un stockage d'eau chaude dans un ballon de 300 litres. Une fois le ballon chargé, un aérotherme permet d'évacuer la chaleur de l'installation à l'atmosphère. La Figure 45 présente le schéma de la boucle secondaire.

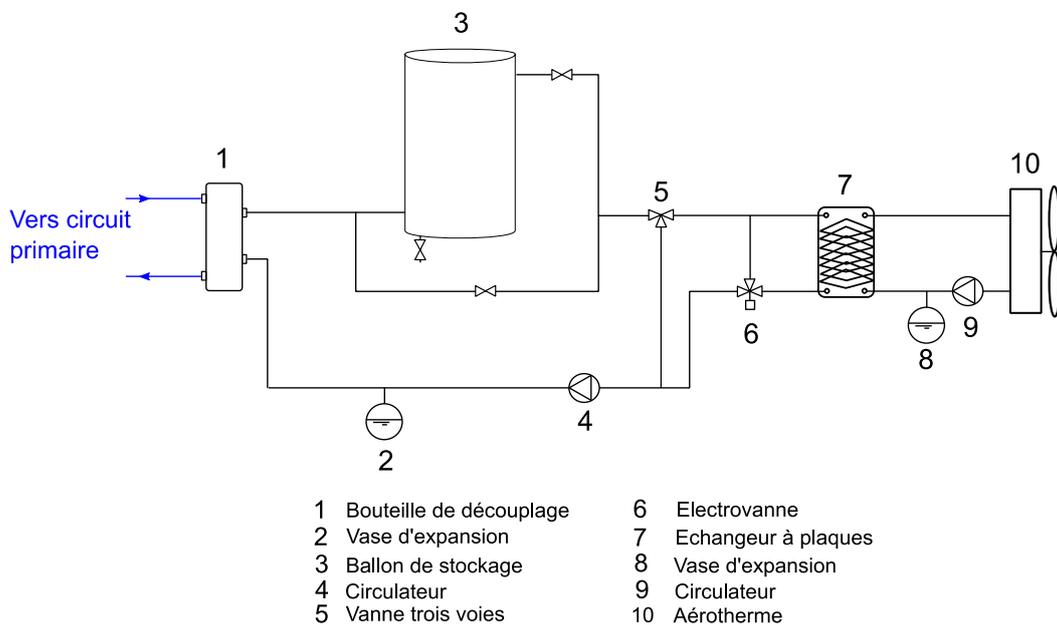


Figure 45 : Schéma de principe de la boucle secondaire

2.3 Pilotage de l'installation

Le pilotage de l'installation MICOSOL nécessite la connaissance de nombreux paramètres intervenant dans sa régulation. La Figure 46 présente une liste (non exhaustive) des principales régulations présentes.

Le suivi solaire est assuré par une régulation de type boucle ouverte sur des servomoteurs (en vert sur la Figure 46). La puissance du surchauffeur est régulée en tout ou rien en fonction d'une température de consigne à l'admission du moteur (en violet). La régulation d'une électrovanne permet de maîtriser la pression en entrée de moteur (en rouge). Enfin, une pompe à vide permet, en maintenant la bûche à eau en dépression, de maîtriser la pression en sortie de moteur (en jaune).

Notons que l'instrumentation mise en place permet également de réguler la fréquence de la pompe de l'installation afin de maîtriser le débit injecté dans le concentrateur. De même, il est possible de faire varier la vitesse de rotation du moteur.

D'autres essais réalisés sur l'installation lors de travaux précédents ont permis d'étudier des stratégies de régulation différentes, notamment la régulation du titre de vapeur en sortie de champ solaire en faisant varier le débit liquide en sortie de pompe haute pression.

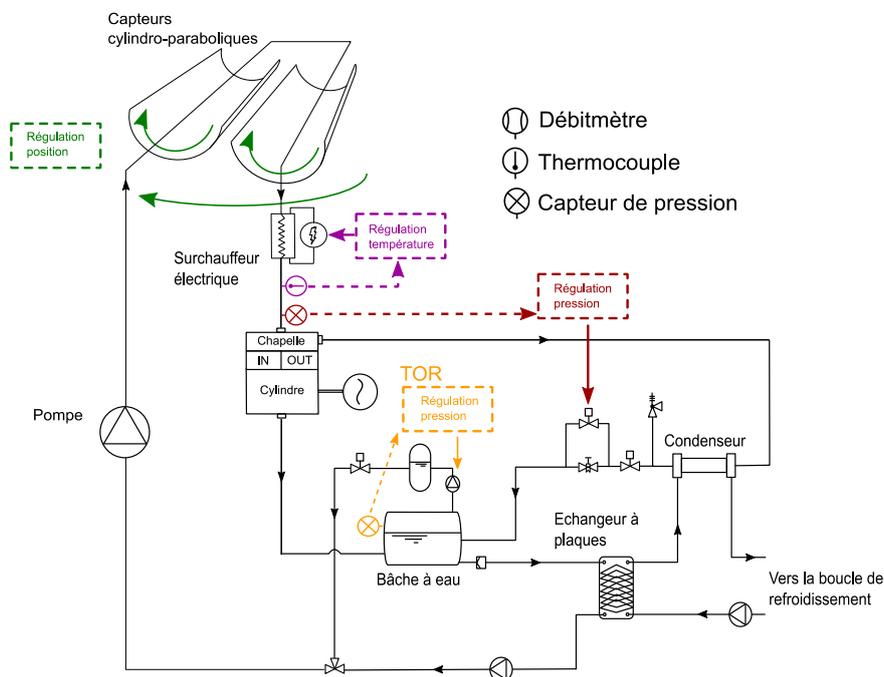


Figure 46 : Principaux points de régulation de l'installation MICOSOL

3 Campagne d'essais expérimentaux

La première partie de cette campagne s'inscrit dans la continuité des travaux de caractérisation du concentrateur seul, initiés par Jean-Louis Bouvier. Dans une deuxième partie, des résultats d'essais réalisés avec le moteur à vapeur sont présentés.

3.1 Instrumentation

Sur la Figure 47, les thermocouples sont représentés en rouge, les manomètres en vert et les débitmètres en bleu. L'installation étant densément instrumentée, nous ne représentons que les capteurs permettant l'établissement des bilans énergétiques de l'installation. Nous avons choisi de présenter l'emplacement de certains capteurs, utilisés pour la caractérisation des performances de l'installation. Une description plus détaillée est précisée dans la thèse de J.-L.

Bouvier [1]. Les deux modes de fonctionnement, en by-pass ou avec le moteur (avec génération d'électricité) sont également rappelés.

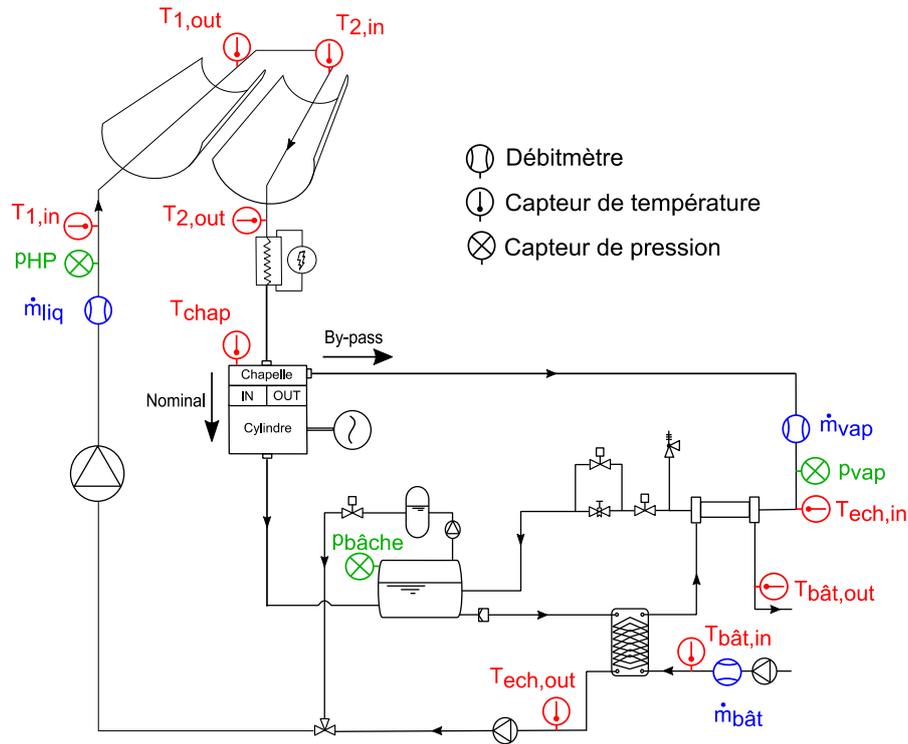


Figure 47 : Instrumentation pour les essais avec le concentrateur seul

Les capteurs utilisés pour les mesures des différents paramètres sont présentés par le Tableau 6.

Grandeur	Nom	Type/marque	Incertitude	Domaine
Température	$T_{1,in}$	Type K classe 1/Prosensor	0,0023.VL	[-40 ; 375]°C
Température	$T_{1,out}$	Type K classe 1/Prosensor	0,0023.VL	[-40 ; 375]°C
Température	$T_{2,in}$	Type K classe 1/Prosensor	0,0023.VL	[-40 ; 375]°C
Température	$T_{2,out}$	Type K classe 1/Prosensor	0,0023.VL	[-40 ; 375]°C
Température	$T_{châp}$	Type K classe 2/TC direct	0,0043.VL	[333 ; 1200]°C
Température	$T_{ech,in}$	Type K classe 2/TC direct	0,0043.VL	[333 ; 1200]°C
Température	$T_{ech,out}$	PT100 classe B/TC direct	0,46 °C	[0 ; 100]°C
Température	$T_{bat,in}$	PT100 classe B/TC direct	0,46 °C	[0 ; 100]°C
Température	$T_{bat,out}$	PT100 classe B/TC direct	0,46 °C	[0 ; 100]°C
Température	T_{ext}	PT100/Delta Ohm	0,12 °C	[-40 ; 50] °C
Débit	m_{bat}	VFS2-40/Grundfos	0,6 l/min	[2 ; 40] l/min
Débit	m_{vap}	FCH-midi-POM/B.I.O-TECH	0,0173.VL	[0,5 ; 18,5] l/min
Débit	m_{liq}	FCH-midi-POM/B.I.O-TECH	0,0173.VL	[0,5 ; 18,5] l/min
Pression	p_{HP}	dTrans/Jumo	0,36 bar	[0 ; 40] bars
Pression	p_{vap}	dTrans/Jumo	0,36 bar	[0 ; 40] bars
Pression	$p_{bâche}$	dTrans/Jumo	0,015 bar	[0 ; 1,6] bars
Puissance	$P_{él}$	Variateur Leroy Somer	0,015.VL	[0 ; 7,5] kW
Irradiance	I	CHP1/Kipp and Zonen	0,015.VL	[0 ; 1000] W/m ²

Tableau 6 : Récapitulatif des capteurs utilisés, incertitudes et domaine de validité (VL = valeur lue)

3.2 Incertitudes sur le calcul des puissances thermiques

La partie précédente a présenté les principaux capteurs permettant de réaliser un bilan énergétique de l'installation. Concernant les puissances produites, nous nous intéresserons particulièrement à la puissance thermique transmise au fluide dans l'absorbeur, à la puissance thermique récupérée à l'échangeur côté boucle secondaire ainsi qu'à la puissance électrique.

La caractérisation des incertitudes pour la puissance électrique est réalisée de manière directe à l'aide des données du variateur renseignées dans le Tableau 6. Pour la détermination des incertitudes sur les puissances thermiques, la méthode de propagation des incertitudes est utilisée. Ainsi pour une puissance thermique, on a :

$$P_{th} = \dot{m}c_p (T_2 - T_1) \quad (1)$$

avec, T_2 , la température en sortie du système thermique (échangeur, chaudière,...), T_1 sa température d'entrée. En négligeant l'incertitude sur la capacité calorifique c_p , l'incertitude relative est donc calculée de la manière suivante :

$$\Delta P_{th} = \frac{\partial P_{th}}{\partial T_1} \Delta T_1 + \frac{\partial P_{th}}{\partial T_2} \Delta T_2 + \frac{\partial P_{th}}{\partial \dot{m}} \Delta \dot{m} \quad (2)$$

Le Tableau 7 rapporte les calculs d'incertitudes issus de la relation (2) pour les puissances thermique au niveau de l'absorbeur et de l'échangeur de chaleur, côté boucle secondaire. Notons que pour le calcul de la puissance thermique à l'absorbeur, les incertitudes sur la chaleur latente de vaporisation sont négligées.

Incertitudes pour la puissance thermique de l'absorbeur				
Débit	T1	T2	Pth,abs	ΔPth,abs
kg/h	°C	°C	kW	kW
20	45	224	17,2	0,086
25	45	224	21,5	0,11
30	45	224	30,1	0,15
Incertitudes pour la puissance thermique de l'échangeur				
Débit	T1	T2	Pth,éch	ΔPth,éch
0,27	45	55	11,6	1,49
0,27	45	60	17,5	1,69
0,27	45	65	23,3	1,91

Tableau 7 : Calculs d'incertitudes pour les puissances thermiques à l'absorbeur et à l'échangeur

3.3 Définition des indicateurs

Afin de quantifier les performances d'un micro-cogénérateur et de réaliser une comparaison entre les différentes technologies, un certain nombre d'indicateurs sont rappelés ci-dessous.

Le **rendement thermique** d'un micro-cogénérateur représente le ratio de la puissance thermique récupérée sur la puissance du combustible :

$$\eta_{th} = \frac{P_{th,éch}}{P_{comb}} \quad (3)$$

De même, le **rendement électrique** d'un micro-cogénérateur se définit comme le ratio de la puissance électrique récupérée sur la puissance du combustible :

$$\eta_{él} = \frac{P_{él}}{P_{comb}} \quad (4)$$

Le **rendement total** d'un micro-cogénérateur correspond au ratio de la puissance totale récupérée (électrique et thermique) sur la puissance du combustible. Il est égal à la somme des rendements électrique et thermique :

$$\eta_{total} = \frac{P_{él} + P_{th,éch}}{P_{comb}} = \eta_{th} + \eta_{él} \quad (5)$$

Le **ratio de puissance E/C** est le ratio de la puissance électrique sur la puissance thermique d'un micro-cogénérateur, dans ses conditions nominales de fonctionnement. En fonction du mix énergétique considéré, plus ce coefficient est élevé, plus l'économie d'énergie primaire réalisé est grande (à l'heure actuelle, la technologie pile à combustible offre le ratio E/C le plus élevé). Il est défini par :

$$\sigma = \frac{E}{C} = \frac{P_{él}}{P_{th,éch}} \quad (6)$$

Le **taux d'autoconsommation électrique** représente la proportion d'électricité générée par le micro-cogénérateur directement consommée sur le lieu de sa production, soit :

$$\tau_{élec} = \frac{P_{él,cons}}{P_{él,gen}} \quad (7)$$

De même, le **taux d'autoconsommation thermique** est la proportion de chaleur générée par le micro-cogénérateur directement consommée sur le lieu de sa production, soit :

$$\tau_{thermique} = \frac{P_{th,cons}}{P_{th,gen}} \quad (8)$$

La caractérisation du fonctionnement et des performances de l'installation nécessite la connaissance de différents indicateurs. Nous définissons ici les rendements caractéristiques de l'installation.

Le **rendement du champ solaire**, en régime permanent, est défini comme le rapport entre la puissance transmise au fluide dans l'absorbeur et la puissance de l'ensoleillement parvenant sur les deux lignes de miroirs, ainsi :

$$\eta_{solaire} = \frac{P_{abs \rightarrow fluide}}{P_{incidente}} = \frac{\dot{m}_{liq}(h_{2,out} - h_{1,in})}{S_{miroirs} I} \quad (9)$$

Notons que le calcul de ce rendement n'est pas toujours possible directement. En effet, lorsque la vapeur est à l'état saturé en sortie de concentrateur, il n'existe pas de relation reliant l'enthalpie à la pression et la température. Lorsque la vapeur est

surchauffée à la sortie du surchauffeur électrique de puissance connue, un bilan d'énergie sur le surchauffeur permet d'accéder à l'enthalpie de sortie du concentrateur et donc de calculer ce rendement.

Le **rendement électrique global** correspond au rapport entre la puissance électrique générée par le moteur et la somme des puissances nécessaires à l'évaporation (puissance solaire et puissance électrique du surchauffeur), ainsi :

$$\eta_{\text{él, global}} = \frac{P_{\text{él}}}{P_{\text{chaleur}}} = \frac{P_{\text{él}}}{S_{\text{miroirs}} I + P_{\text{surchauffeur}}} \quad (10)$$

Le **rendement thermique global** est égal au rapport entre la puissance thermique récupérée côté boucle secondaire et la somme des puissances nécessaires à l'évaporation, soit :

$$\eta_{\text{th, global}} = \frac{P_{\text{refroidissement}}}{P_{\text{chaleur}}} = \frac{\dot{m}_{\text{bât}} C_p (T_{\text{bât, out}} - T_{\text{bât, in}})}{S_{\text{miroirs}} I + P_{\text{surchauffeur}}} \quad (11)$$

Le **rendement électrique du cycle** correspond au rapport entre la puissance électrique et la somme des puissances transmises au fluide pour l'évaporation (puissance de l'absorbeur et puissance électrique du surchauffeur). Ce rendement donne une idée de l'efficacité du cycle, en s'affranchissant des pertes solaires, ainsi :

$$\eta_{\text{é, cycle}} = \frac{P_{\text{él}}}{P_{\text{chaleur, cycle}}} = \frac{P_{\text{él}}}{P_{\text{abs} \rightarrow \text{fluide}} + P_{\text{surchauffeur}}} \quad (12)$$

De la même manière, on définit le **rendement thermique du cycle** tel que :

$$\eta_{\text{thermique, cycle}} = \frac{P_{\text{refroidissement}}}{P_{\text{chaleur, cycle}}} = \frac{\dot{m}_{\text{bât}} C_p (T_{\text{bât, out}} - T_{\text{bât, in}})}{P_{\text{abs} \rightarrow \text{fluide}} + P_{\text{surchauffeur}}} \quad (13)$$

Enfin les **rendements globaux de l'installation** peuvent être définis en considérant les pertes solaires ou non, on a donc :

$$\eta_{\text{total, global}} = \eta_{\text{él, global}} + \eta_{\text{th, global}} = \frac{P_{\text{refroidissement}} + P_{\text{él}}}{S_{\text{miroirs}} I + P_{\text{surchauffeur}}} \quad (14)$$

$$\eta_{\text{total, cycle}} = \eta_{\text{é, cycle}} + \eta_{\text{th, cycle}} = \frac{P_{\text{refroidissement}} + P_{\text{él}}}{P_{\text{abs} \rightarrow \text{fluide}} + P_{\text{surchauffeur}}} \quad (15)$$

3.4 Caractérisation du concentrateur seul

Les essais effectués sans moteur ont pour objectif d'améliorer la compréhension des phénomènes de génération directe de vapeur. Un essai à faible débit est présenté avec génération de vapeur surchauffée.

Des essais présentant des variations de débit en créneau à l'entrée du concentrateur sont également présentés. Ces essais ont pour objectif d'étudier la dynamique du système.

Des bilans d'énergie sont réalisés au cours de ces essais afin d'obtenir la puissance thermique récupérée au condenseur dans le but d'établir un rendement dit « thermique » du concentrateur.

3.4.1 Caractérisation de la surchauffe

Cet essai a été réalisé en imposant un débit faible de 12,5 kg/h dans la boucle primaire. L'objectif de l'essai est l'observation de la surchauffe dans le concentrateur. En première approximation, on peut écrire un bilan d'énergie sur le tube absorbeur sous la forme :

$$P_{abs \rightarrow fluide} = \dot{m}_{liq} (h_{2,out} - h_{1,in}) \quad (16)$$

Un des principaux enjeux de la caractérisation d'un concentrateur en génération directe de vapeur est de déterminer la puissance solaire incidente effectivement transmise au fluide.

3.4.1.1 Conditions météorologiques

La Figure 48 présente l'ensoleillement direct mesuré au cours de l'essai à l'aide d'un pyrhéliomètre. En début d'essai, des oscillations de la valeur de l'irradiance sont caractéristiques de passages nuageux (entre 10h30 et 11h15). Une erreur au niveau du suivi est apparue après 13 h entraînant une diminution de l'énergie solaire incidente. L'allure chaotique de l'irradiance en fin d'essai correspond à de nouveaux passages nuageux.

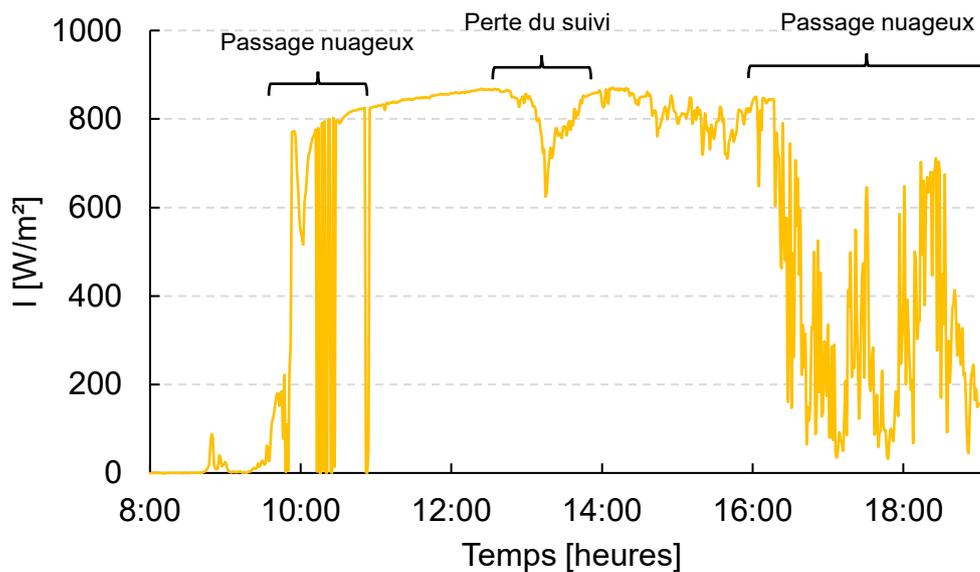


Figure 48 : Ensoleillement au cours de l'essai du 16/05/2017

La Figure 49 présente la température extérieure et la vitesse du vent au cours de l'essai. La température extérieure varie entre 18 °C au début de l'essai et 27 °C en fin d'essai, ces données sont utiles pour caractériser les pertes thermiques du champ solaire. La donnée de la vitesse du vent permet d'avoir une estimation de l'importance des pertes convectives au cours de l'essai. En pratique, ces dernières étant très faibles, elles peuvent être négligées.

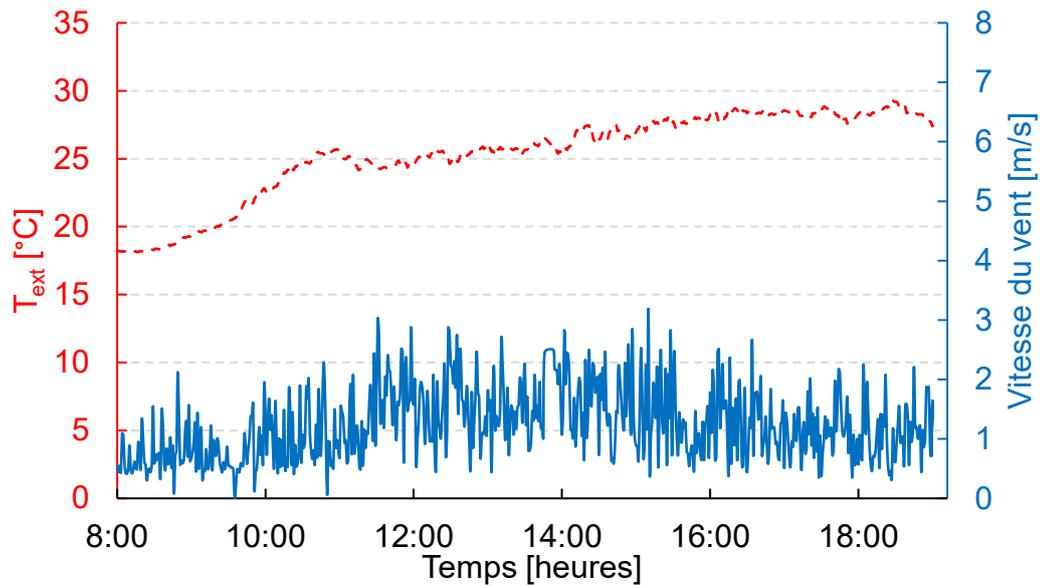


Figure 49 : Température extérieure et vitesse du vent au cours de l'essai du 16/05/2017

3.4.1.2 Conditions de fonctionnement

La pression de travail dans le concentrateur est fixée grâce à l'électrovanne située en sortie de condenseur. Cette régulation en tout ou rien permet un maintien de la pression dans les lignes de concentrateur (Figure 50) mais génère d'importantes perturbations dans l'écoulement.

Ainsi, il est difficile d'obtenir une mesure du débit de vapeur en sortie de concentrateur avec une telle régulation car l'électrovanne, couplée à un régulateur de pression, engendre un débit perturbé par des ouvertures/fermetures successives. D'autres essais effectués seront présentés par la suite, pour lesquels la pression a été régulée différemment, à l'aide de l'électrovanne du déverseur.

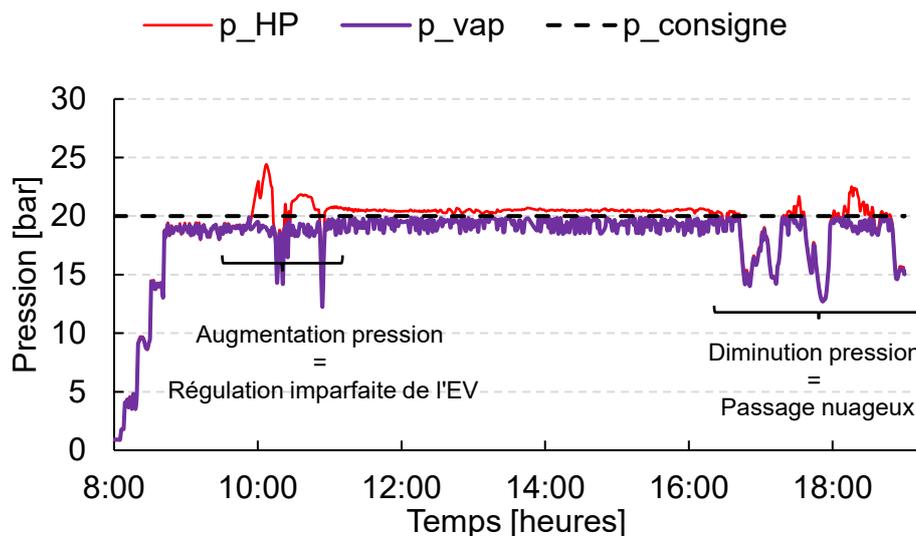


Figure 50 : Niveaux de pression au cours de l'essai du 16/05/2017

A 11h, l'augmentation de la pression au-delà de la valeur de consigne (Figure 50) peut être expliquée par un dysfonctionnement temporaire de l'électrovanne de

régulation. En effet, la fréquence de la pompe haute pression étant fixée, la pression dans le champ solaire peut augmenter rapidement si l'électrovanne reste fermée.

A partir de 17h, l'ensoleillement étant fortement perturbé par des passages nuageux, la pression de travail dans l'absorbeur diminue. Des phénomènes rapides de condensation ont lieu dans le tube absorbeur lors d'une chute d'ensoleillement. On peut supposer que la quantité d'énergie solaire incidente n'est plus suffisante pour vaporiser l'eau dans l'absorbeur entraînant une forte augmentation de la masse volumique en entrée de l'électrovanne de régulation.

Les variations importantes de masse volumique en entrée d'électrovanne peuvent être à l'origine des perturbations de la régulation. Ce phénomène a été observé par Eck et Hirsch [101] qui constatent également une diminution du débit en sortie de champ solaire lors de passage nuageux pour une installation en génération directe de vapeur.

L'évolution du débit en sortie de la pompe haute pression au cours de l'essai est donnée par la Figure 51. La régulation du débit a été effectuée manuellement en fixant une fréquence de la pompe en début d'essai. On peut observer une évolution constante du débit au cours de l'essai autour d'une valeur de 12,5 kg/h.

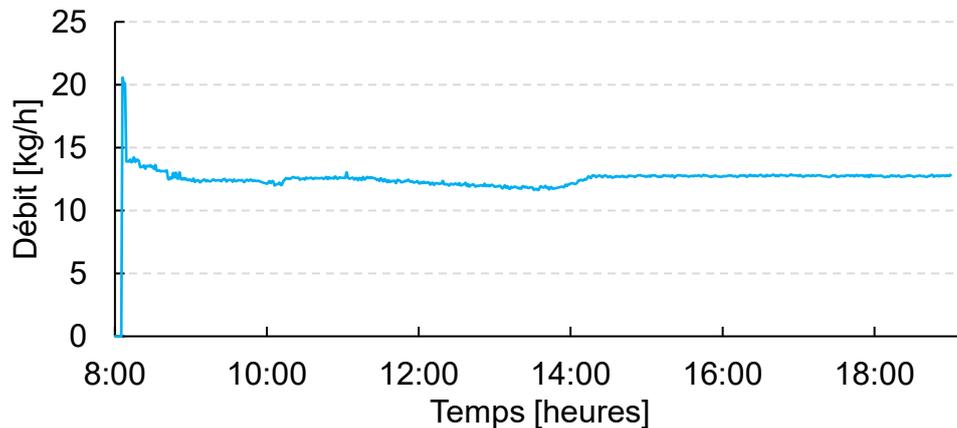


Figure 51 : Débit en sortie de pompe au cours de l'essai du 16/05/2017

3.4.1.3 Températures au sein du concentrateur

A partir de 10h30, les températures mesurées en sortie de première ligne et en entrée/sortie de seconde ligne sont supérieures à la température de saturation jusqu'à 17h environ (Figure 52). Des températures supérieures à la température de saturation permettent de calculer l'enthalpie en sortie de champ solaire.

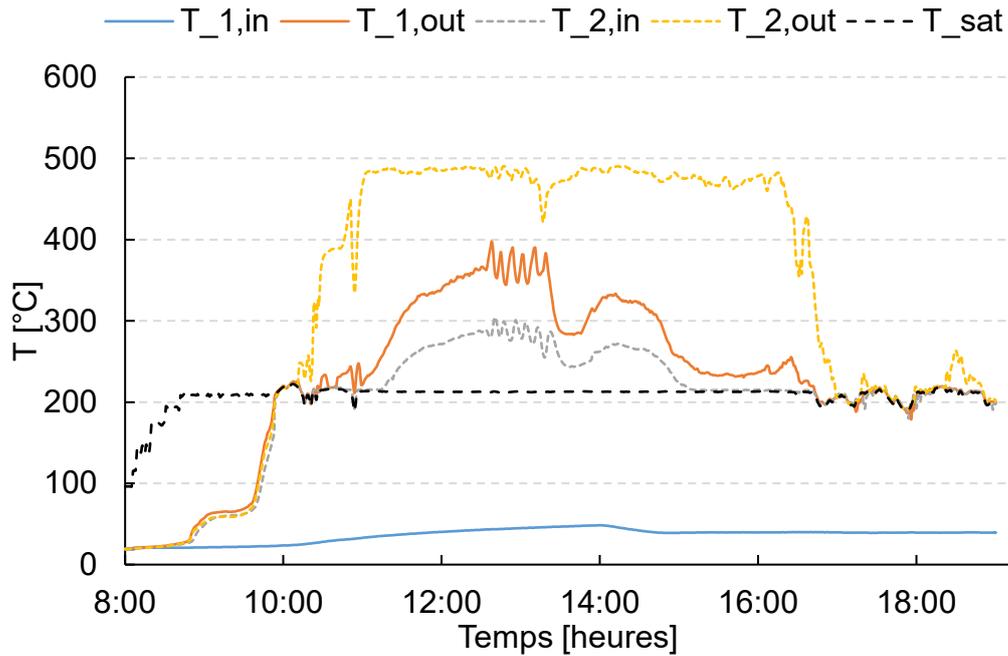


Figure 52 : Températures de l'eau au concentrateur au cours de l'essai du 16/05/2017

Pour cet essai sans moteur, le circuit vapeur en sortie de champ solaire n'était pas dirigé vers le moteur mais envoyé directement dans le condenseur (mode by-pass).

Lorsque le régime de surchauffe est atteint en sortie de concentrateur, le fonctionnement de l'installation sans surchauffeur est possible. On peut estimer dans ces conditions un temps de fonctionnement du moteur d'environ six heures (de 11h à 17h). Cependant, le régime surchauffé a été atteint en sortie de concentrateur en imposant un débit liquide faible (12,5 kg/h). En pratique, les performances du moteur seraient très dégradées pour un fonctionnement avec un débit aussi faible.

A partir de 10h30, à la sortie de la première ligne, l'eau est à l'état de vapeur surchauffée puis circule dans une tuyauterie isolée du champ solaire. Ensuite la vapeur surchauffée reçoit une puissance solaire au niveau de la seconde ligne de concentrateur, ainsi, la température T_{2out} est nettement supérieure à T_{2in} . La Figure 53 permet de mettre en évidence la dynamique des deux lignes de concentrateur. Plus précisément, il est possible d'observer les pertes thermiques entre les deux lignes.

L'atteinte du régime de surchauffe en sortie des deux lignes du concentrateur permet de calculer les pertes thermiques dans la tuyauterie reliant les deux lignes à l'aide de la relation :

$$P_{pertes, tuyauterie} = \dot{m}_{liq} (h_{2,in} - h_{1,out}) \quad (17)$$

Entre 11h et 16h les pertes thermiques sont en moyenne de 426 W entre les deux lignes (les pertes varient de 67 W à 11h à 950W à 13h19). Cette valeur moyenne est faible comparée à la puissance transmise au fluide (environ 5 %).

Les oscillations de température observées vers 13h sont probablement dues à des instabilités de l'écoulement interne dans l'absorbeur. De plus, le suivi solaire a été

perdu au cours de cet essai. Le recalage des lignes de concentrateur peut entraîner des vibrations perturbant les mesures de température.

A partir de 16h le flux solaire arrivant sur le tube absorbeur est fortement réduit. On observe sur la Figure 53 une diminution de la température de sortie $T_{2,out}$ jusqu'à la température de saturation en 40 min environ.

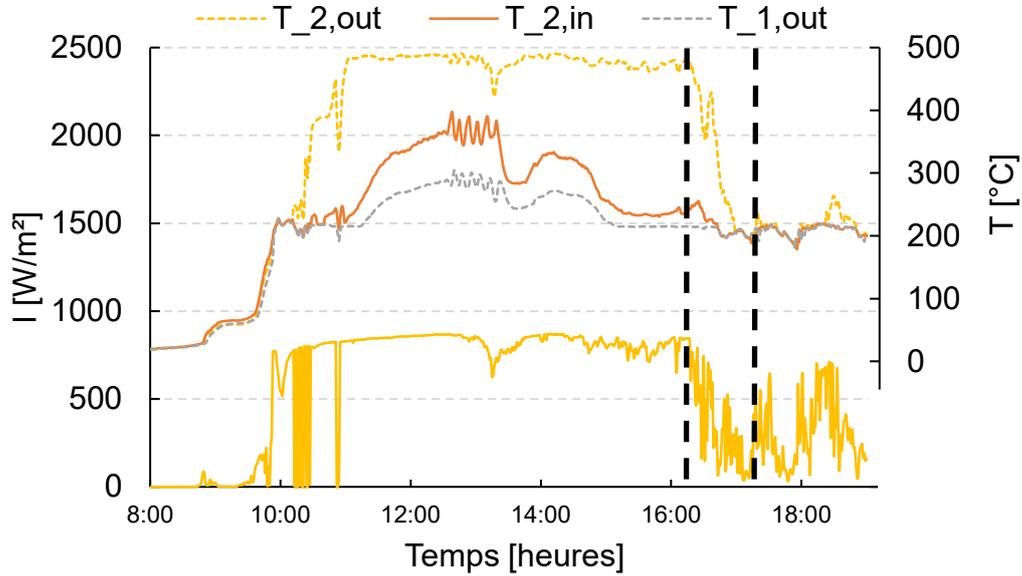


Figure 53 : Illustration de la dynamique de l'installation lors de passages nuageux

3.4.1.4 Circuit secondaire

La mesure des débits d'eau liquide et des températures d'entrée et sortie du concentrateur fournissent la puissance thermique récupérable par le bâtiment à l'aide de la relation :

$$\dot{Q}_{th} = \dot{m}_{bât} C_p (T_{bât,out} - T_{bât,in}) \quad (18)$$

La première figure (Figure 54a) présente les températures en entrées et sortie de condenseur, côté circuit de primaire. Au niveau du circuit secondaire (Figure 54b), à partir de 10 h, on observe un écart de température d'environ 15 °C entre l'entrée et la sortie du condenseur, cet écart diminue ensuite.

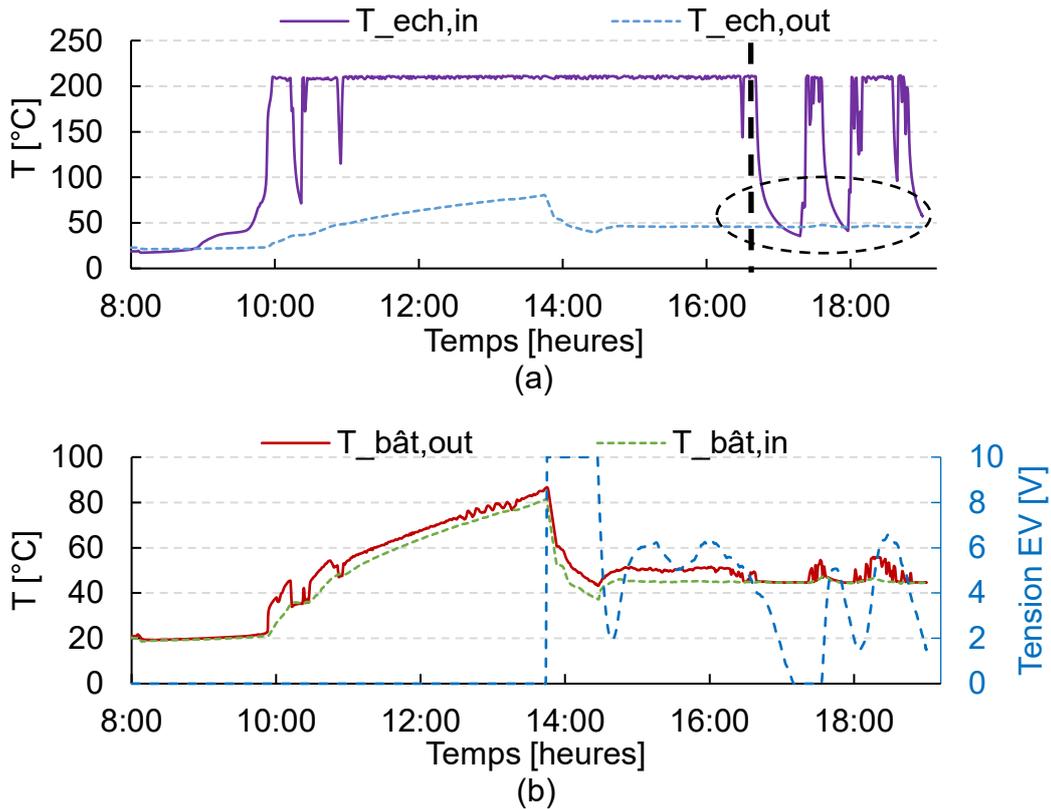


Figure 54 : Températures de l'eau du circuit primaire et secondaire au cours de l'essai du 16/05/2017

La température d'entrée de l'échangeur $T_{ech,in}$ augmente en début d'essai jusqu'à atteindre la température de saturation. On observe alors les pertes de chaleur entre la sortie du concentrateur et l'entrée du condenseur (la température en entrée de condenseur est bien inférieure à $T_{2,out}$). Au moment des passages nuageux en fin d'essai, la température en entrée de condenseur chute brutalement jusqu'à atteindre la température $T_{ech,out}$, en considérant les incertitudes de mesure. La puissance thermique fournie au bâtiment est alors nulle.

En bleu, on observe la tension de commande de l'électrovanne. La régulation permet d'obtenir une température à l'entrée du condenseur de 45 °C, fixée par défaut par le contrôle d'une vanne trois voies côté boucle secondaire (voir Figure 45). Au cours de l'essai, le débit était fixé à 0,3 kg/s par le circulateur.

En début d'essai, l'électrovanne de régulation sur le circuit secondaire n'a pas été activée. On observe ainsi une montée en température de l'eau du circuit secondaire jusqu'à 80 °C (Figure 54b). Cette donnée est importante pour évaluer le niveau de température qu'il est possible d'atteindre dans le cas d'un stockage de chaleur dans un ballon.

3.4.1.5 Bilan de puissance

Entre 11h et 17h, la température en sortie de concentrateur est supérieure à la température de saturation. Il est donc possible de calculer l'énergie reçue par le fluide au cours de cette période. En effet, lorsque la vapeur est à l'état surchauffée, il existe une relation du type :

$$h = f(T, P) \quad (19)$$

La base de données en accès libre « IAPWS IF-97 » de la librairie XSteam [107] permet de calculer les enthalpies au cours de cet essai.

La puissance solaire incidente, la puissance récupérée par le fluide au sein du concentrateur et la puissance thermique récupérée par le bâtiment sont calculées. On a :

$$P_{incidente} = S_{miroirs} I \quad (20)$$

$$\dot{Q}_{abs \rightarrow fluide} = \dot{m}_{liq} (h_{2,out} - h_{1,in}) \quad (21)$$

$$\dot{Q}_{refroidissement} = \dot{m}_{bât} C_p (T_{bât,out} - T_{bât,in}) \quad (22)$$

L'évolution de ces trois puissances au cours du temps est illustrée par la Figure 55. Par définition, la puissance totale disponible est proportionnelle à l'ensoleillement incident. Les parties grisées correspondent aux périodes au cours desquelles les puissances n'étaient pas calculables car la vapeur était à l'état saturé ou le suivi solaire était inopérant.

Lorsque le suivi solaire a été perdu vers 13h, on observe une diminution logique de $P_{incidente}$ étant donné que la mesure de l'irradiance est dépendante du suivi. On remarque cependant que $P_{abs,fluide}$ ne diminue pas. L'inertie thermique du tube et du fluide dans l'absorbeur permet d'expliquer ce constat. Lors d'une diminution des apports solaires, l'acier de l'absorbeur est maintenu à température, même si le flux solaire diminue. C'est ce phénomène qui est observé ici. Notons que des mesures en créneau d'irradiance avaient permis à J-L. Bouvier de déterminer une constante de temps de l'ordre de 40 min.

En légende, on appelle $P_{refroidissement}$, la puissance thermique récupérée à l'échangeur côté boucle secondaire. Les variations observées sur $P_{refroidissement}$, sont liées aux oscillations de températures au niveau de la boucle secondaire. On peut supposer ici que ces variations sont dues aux variations du débit en sortie de champ solaire.

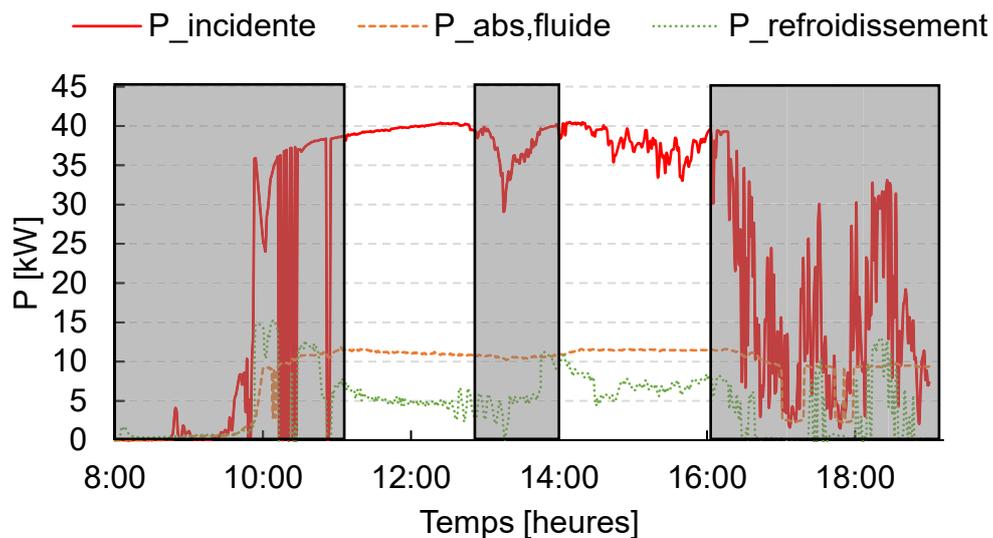


Figure 55 : Evolution des puissances de l'installation au cours de l'essai du 16/05/2017

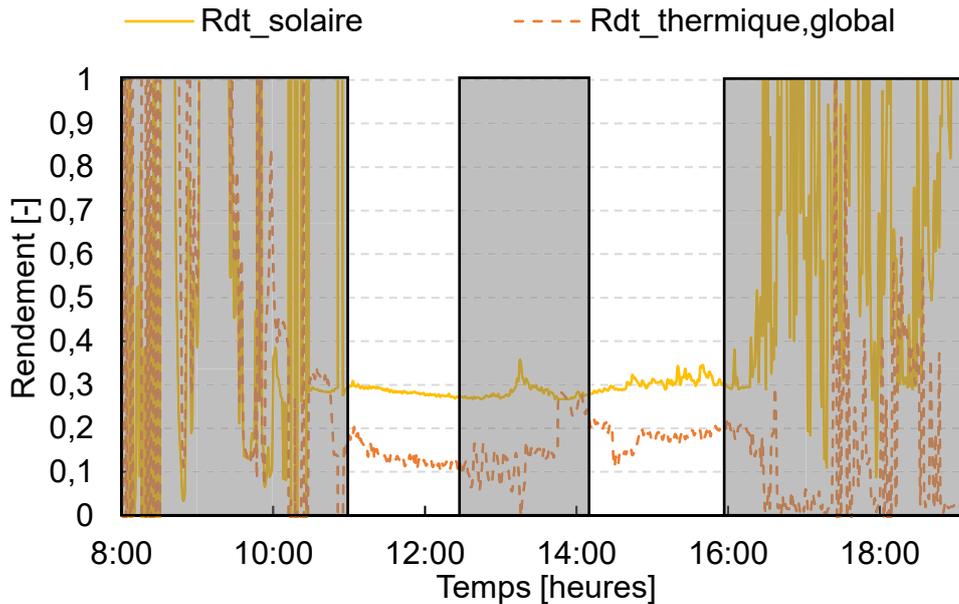


Figure 56 : Evolution des rendements de l'installation au cours de l'essai du 16/05/2017

L'analyse de la Figure 56 permet d'identifier deux zones non grisées où des points stables de fonctionnement ont pu être étudiés. Au cours de ces périodes, le rendement solaire s'élève à environ 30 % et le rendement thermique global est compris entre 10 % et 22 %. L'atteinte du régime surchauffé entraînant une diminution du coefficient d'échange convectif entre la paroi interne de l'absorbeur et la vapeur peut expliquer ces faibles valeurs pour le rendement.

Notons également que des variations de la puissance thermique sont observées. A débit constant, cette puissance thermique dépend uniquement de l'écart de température au condenseur, côté circuit secondaire. Pour mieux comprendre l'évolution de cette puissance, nous avons choisi de représenter (Figure 57) l'évolution de la différence de température sortie/entrée (*i.e.* l'écart entre $T_{bât,out}$ et $T_{bât,in}$).

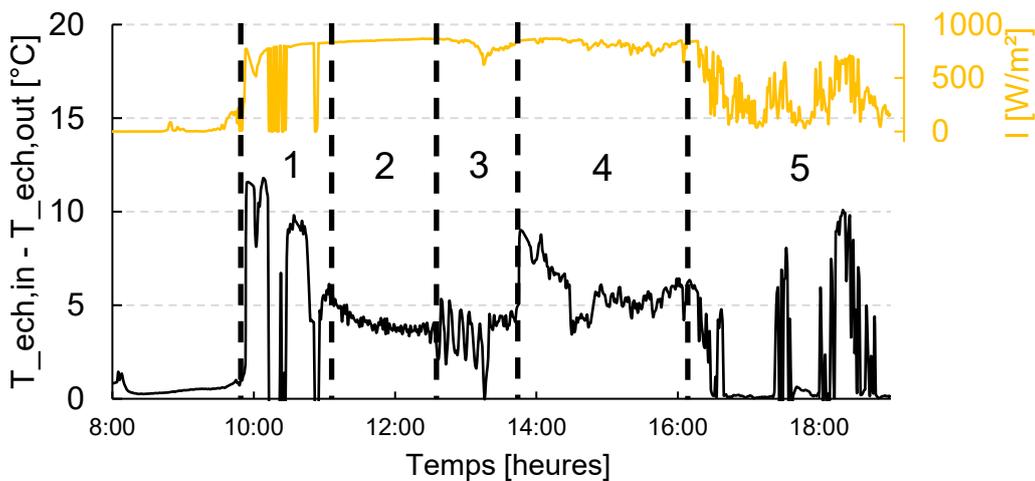


Figure 57 : Evolution de l'écart de température côté secondaire au condenseur et ensoleillement

L'observation de l'écart entre $T_{ech,in}$ et $T_{ech,out}$ permet de mieux appréhender l'évolution de la puissance thermique. En phase (1), l'ensoleillement est fortement perturbé ce qui semble avoir une influence directe sur l'écart de température. En début d'essai, la vapeur en sortie de champ solaire est proche de la zone de liquéfaction et une interruption de flux solaire conduit à des températures faibles en entrée de condenseur, côté primaire (voir Figure 54). En (2), l'ensoleillement est constant et l'écart de température est stable autour de 5°C. Au moment de la perte du suivi solaire (3), les oscillations observées précédemment sur les températures dans l'absorbeur sont identiques au condenseur. En (4) une élévation de l'écart de température conduit à une puissance thermique plus élevée. Enfin, en (5), une forte corrélation entre l'ensoleillement et la puissance thermique récupérée est de nouveau observée.

Il existe un écart important entre la puissance solaire incidente et la puissance transmise au fluide. Pour cet essai, seulement 30 % de la puissance solaire est transmise au fluide. L'atteinte du régime surchauffé dans la seconde ligne de concentrateur peut expliquer ce faible rendement. En effet, le coefficient d'échange convectif chute lorsque le fluide passe à l'état de vapeur dans les lignes du concentrateur.

Nous avons choisi de comparer le fonctionnement du concentrateur en régime surchauffé et saturé. Pour cela, nous avons représenté sur la Figure 58 la puissance transmise au fluide pour différentes valeurs d'ensoleillement.

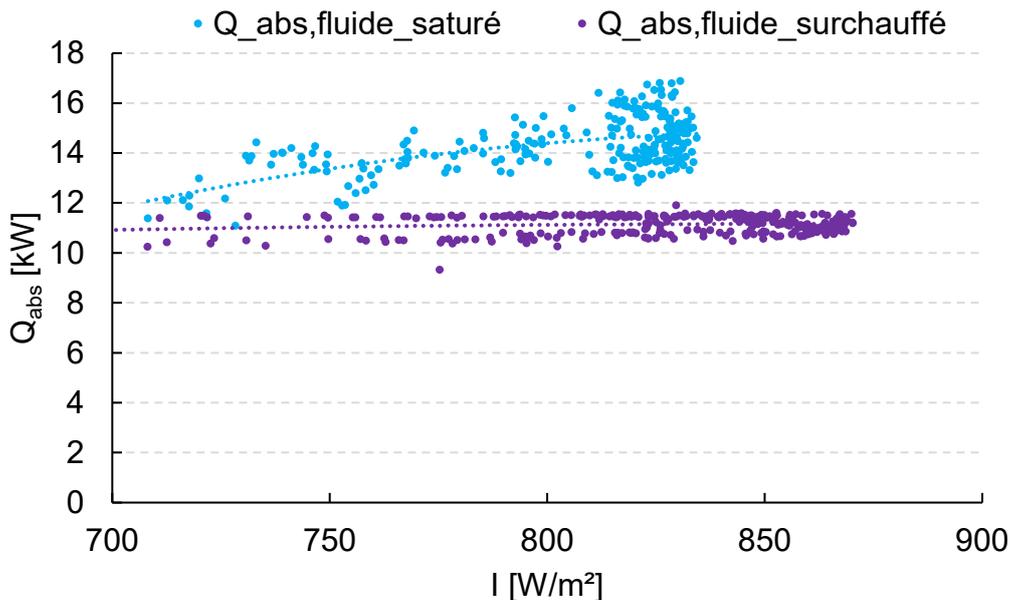


Figure 58 : Comparaison de la puissance solaire transmise au fluide pour un cas saturé et surchauffé

L'exploitation des résultats permet de constater que la puissance transmise au fluide est plus élevée dans le cas saturé. Le coefficient d'échange diphasique est nettement supérieur au coefficient d'échange de la vapeur seule (de l'ordre de 20 fois supérieur), ce qui explique les différences de puissances observées. Ce faible coefficient d'échange augmente la température extérieure du tube absorbeur et augmente ainsi les pertes thermiques vers l'extérieur.

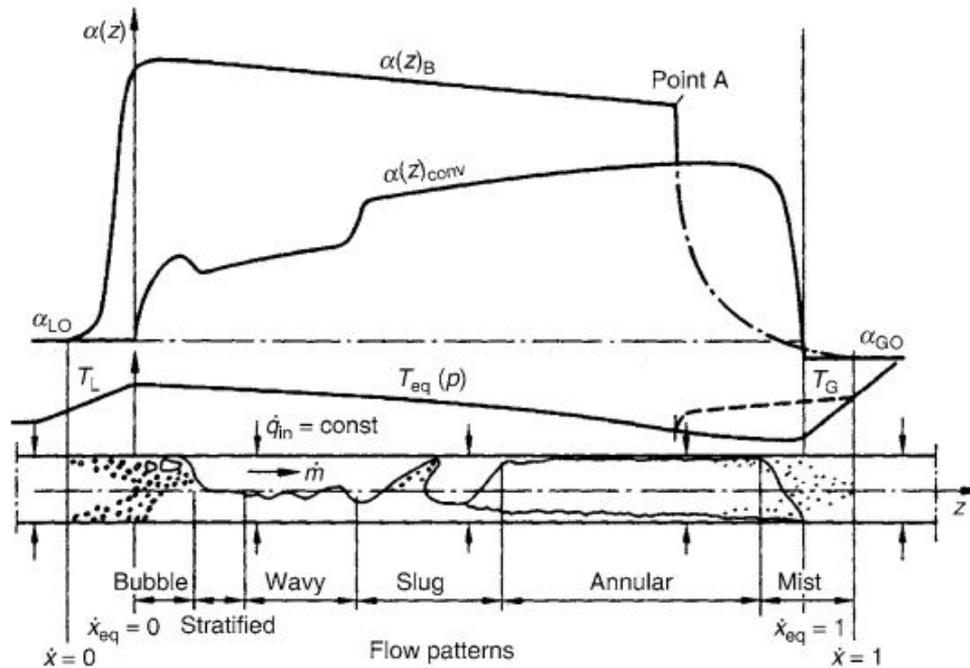


Figure 59 : Evolution des coefficients d'échange et régime d'écoulement pour une évaporation horizontale [108]

Sur la Figure 59, les différents régimes d'écoulement sont représentés ainsi que l'évolution qualitative de la température de paroi pour un écoulement diphasique horizontal. De plus des renseignements sur l'évolution des coefficients d'échanges sont également apportés : $\alpha(z)_B$ correspond à la valeur du coefficient d'ébullition à la côte z , tandis que $\alpha(z)_{conv}$ correspond à la valeur du coefficient d'échange par convection entre la paroi et le mélange diphasique à la côte z . C'est ce second coefficient qu'il faut considérer pour l'échange de chaleur entre le tube absorbeur et le fluide. Comme indiqué précédemment, on constate une chute de ce coefficient d'échange lorsque la vapeur est surchauffée dans le tube (*i.e.* $x > 1$ sur la Figure 59).

3.4.1.6 Conclusions

La puissance récupérée au condenseur se situe sur la durée de cet essai aux alentours de 5-10 kW. Cette valeur est relativement faible comparée aux données nominales de l'installation (15 kW thermique). Le fonctionnement à débit faible dans le circuit primaire peut expliquer cette faible valeur de la puissance thermique récupérée.

En fin d'essai, la puissance récupérée par le fluide est supérieure à la puissance solaire incidente. Cela traduit l'inertie de l'installation. Lors d'un passage nuageux, la ressource solaire est nulle tandis que le tube absorbeur en acier et le fluide contenu dans l'absorbeur demeure quelques instants à haute température. Il y a donc un apport d'énergie au fluide qui apparaît déphasé avec l'apport solaire.

Nous indiquons la valeur des différents rendements caractéristiques lorsque l'installation était en fonctionnement stabilisé, sans passages nuageux. A 15h, le rendement thermique du champ solaire ($\eta_{solaire}$) vaut 31,3 %, le rendement thermique global ($\eta_{th,global}$) vaut 17,3 % et le rendement thermique du cycle vaut 55,5 %.

Cet essai présente l'avantage d'apporter une base de données intéressante pour la mise en place de modèles. En effet, l'atteinte du régime de surchauffe permet de déterminer l'enthalpie de la vapeur en sortie de champ solaire et donc de réaliser un bilan d'énergie sur cet élément. Cependant, des imprécisions sur la mesure des températures en sortie, compte tenu du domaine de validité des capteurs utilisés, peuvent entraîner des erreurs dans le calcul de l'énergie solaire transmise à l'eau au sein de l'absorbeur pour cet essai.

3.4.2 Créneaux sur le débit d'alimentation du champ solaire

Cet essai a pour objectif d'étudier le comportement de l'installation pour différents débits de liquide en entrée du concentrateur. A sa sortie, la vapeur a été surchauffée par le surchauffeur électrique. En fonctionnement moteur, le surchauffeur électrique est utilisé pour garantir un état surchauffé de la vapeur.

3.4.2.1 Conditions météorologiques

Comme pour l'essai précédent, nous présentons les données météorologiques mesurées au cours de l'essai. La Figure 60 présente le rayonnement direct incident. L'essai présenté a été effectué au cours d'une journée bien ensoleillée. Le suivi solaire a été perdu autour de 12h00 pour quelques minutes, ce qui explique la dérive observée pour l'ensoleillement.

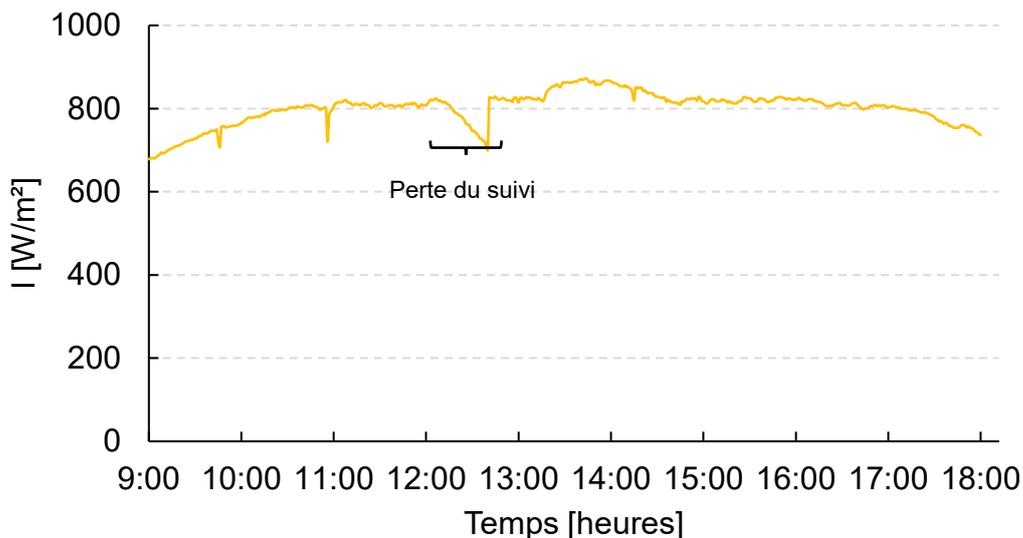


Figure 60 : Ensoleillement au cours de l'essai du 01/06/2017

La Figure 61 présente la température extérieure et la vitesse du vent mesurées sur le prototype au cours de la journée. La vitesse du vent étant relativement faible pour cet essai (inférieure à 5 m/s), les pertes convectives à l'absorbeur peuvent être considérées comme négligeables. Une température extérieure variant peu autour de 23 °C a été mesurée au cours de l'essai.

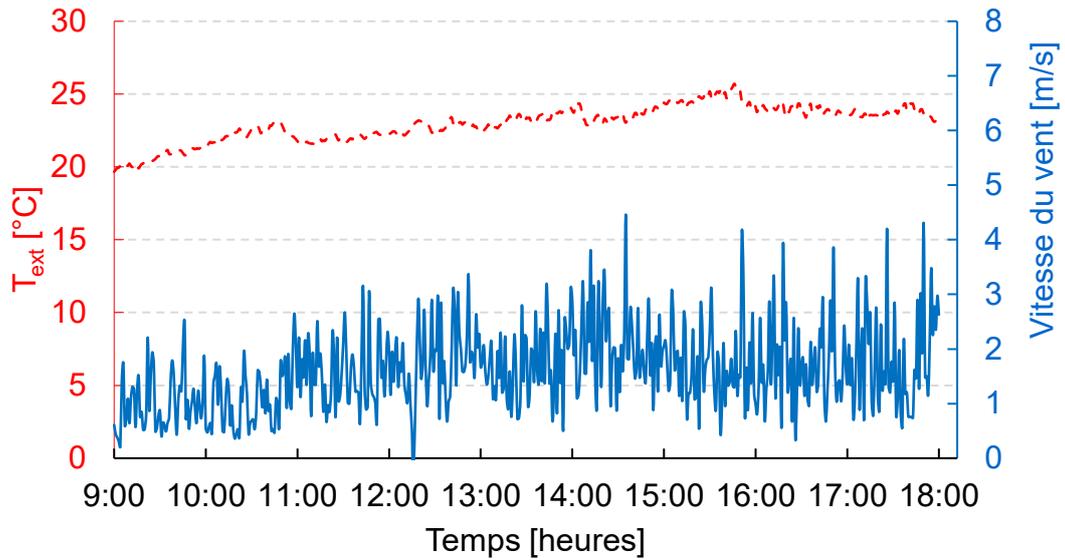


Figure 61 : Température extérieure et vitesse de vent au cours de l'essai du 01/06/2017

3.4.2.2 Conditions de fonctionnement

Afin d'obtenir une mesure du débit de vapeur en sortie de concentrateur, cet essai a été réalisé en réglant la pression à l'aide de la vanne de déverse et non de l'électrovanne. Ceci permet d'obtenir un débit plus stable en sortie de concentrateur. Cependant, cette régulation conduit à un écart entre la pression de consigne et la pression mesurée.

La Figure 62 présente l'évolution des pressions en sortie de pompe ainsi qu'en sortie de concentrateur, dans le skid hydraulique.

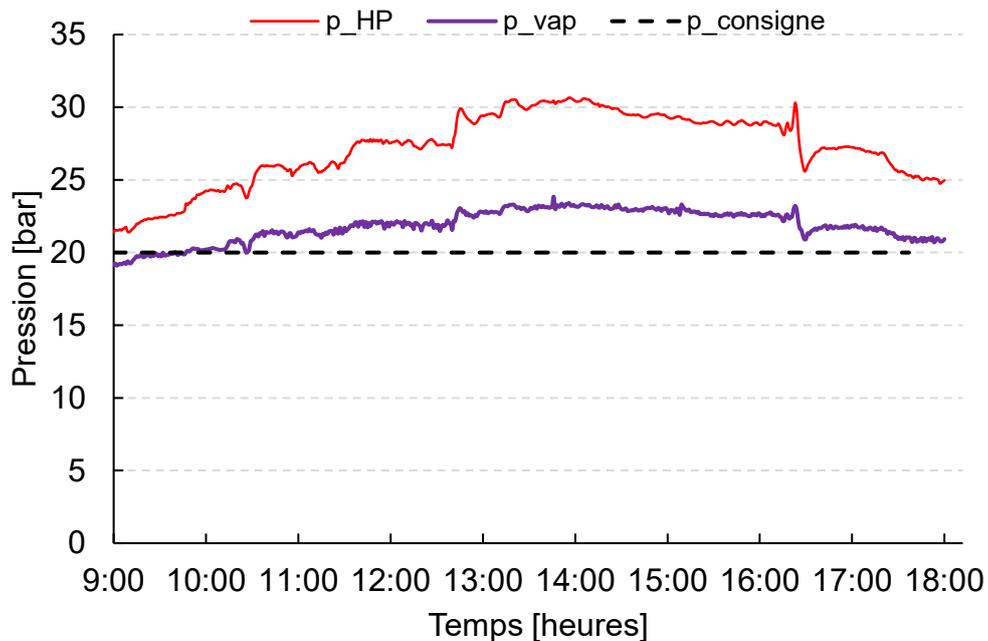


Figure 62 Niveaux de pression au cours l'essai du 01/06/2017

Des pertes de charges sont observées (environ 6-8 bars) entre la pression en sortie de pompe haute pression et en sortie de concentrateur. Ces dernières peuvent être expliquées par le positionnement du capteur de pression en sortie de concentrateur dans le skid hydraulique. En effet, d'importantes pertes de charge (singulières et régulières) sont rencontrées dans la tuyauterie du skid

Un calcul de pertes de charge permet d'affirmer que la majorité des pertes de pression renseignées par les mesures entre p_{vap} et p_{hp} sont situées dans le skid et entre le cylindre et le skid (plusieurs mètres). En effet, en considérant la corrélation de Friedel pour le calcul des pertes de charges diphasiques [13, 14], le calcul des pertes de charge linéiques dans le tube absorbeur conduit à des valeurs de pertes de pression très faibles devant les valeur mesurées expérimentalement (de l'ordre de 1000 fois inférieures). Le manomètre correspondant à la mesure p_{vap} se trouvant dans le skid hydraulique, la non prise en compte des pertes singulières liées à des changements de section et des coudes dans la tuyauterie peut expliquer cet écart. Une autre hypothèse est un défaut d'étanchéité de l'installation.

La Figure 63 présente l'évolution du débit de liquide en entrée de concentrateur et du débit de vapeur en sortie. Des créneaux de débit liquide ont été réalisés en faisant varier la fréquence de la pompe haute pression. L'utilisation de la vanne de déverse permet l'observation du débit de vapeur en sortie du champ solaire. En effet, le déverseur s'ouvre progressivement quand la pression augmente dans le champ solaire jusqu'à une ouverture maximale correspondant à sa pression de consigne, fixée manuellement. Contrairement à l'électrovanne, le déverseur ne « hache » pas le débit et permet donc de mesurer le débit de vapeur en sortie.

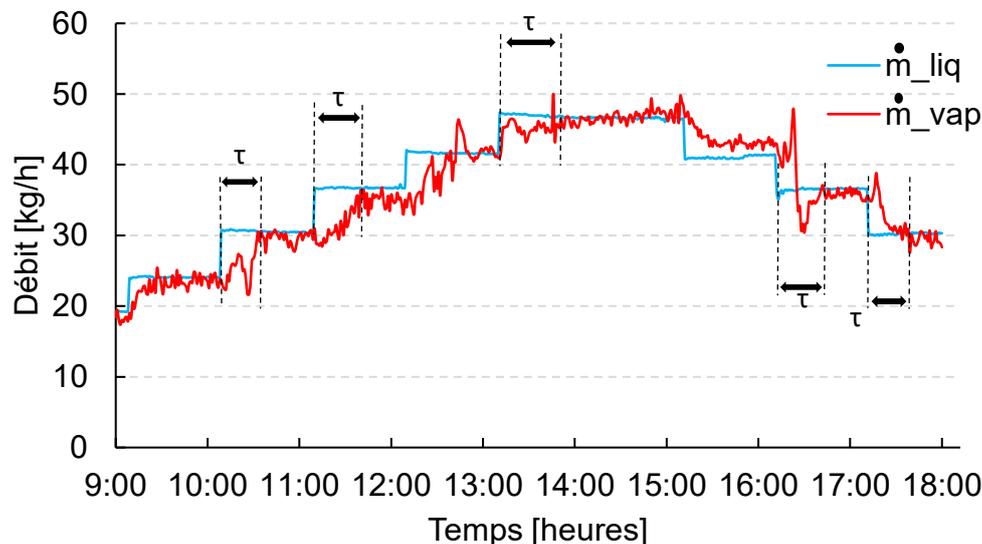


Figure 63 : Evolution des débits liquide/vapeur dans le concentrateur au cours de l'essai du 01/06/2017

L'allure des débits en entrée/sortie du champ solaire montre un temps de réponse de l'ordre de 20-30 min pour le débit de vapeur en sortie. Il s'agit du temps pour que le débit liquide à l'entrée de concentrateur soit égal au débit de vapeur à la sortie. Ces résultats sont cohérents compte tenu du faible débit de liquide imposé à l'entrée de concentrateur, impliquant des vitesses faibles dans le tube absorbeur et donc des temps de parcours de l'eau dans le tube absorbeur, de l'ordre de 30 min (Tableau 8).

Paramètres	Valeurs
Débit	30 kg/h
Diamètre intérieur du tube absorbeur	32,5 mm
Section	830 mm ²
Masse volumique (P=20 bars, T=25°C)	997 kg/m ³
Vitesse	0,01 m/s
Longueur de parcours	30,6 m
Temps de parcours	51 min

Tableau 8 : Paramètres de l'écoulement dans le concentrateur

3.4.2.3 Températures au sein du concentrateur

On constate que l'eau est à l'état de vapeur saturée en sortie de concentrateur, avec passage à l'état liquide en sortie de première ligne lorsque le débit dans le tube absorbeur est supérieur à 40 kg/h (Figure 64).

La variation de la consigne de débit en entrée de concentrateur permet de mieux appréhender la dynamique du concentrateur solaire. Lorsque le débit en entrée est peu élevé (inférieur à 40 kg/h) le flux solaire reçu par l'absorbeur est suffisant pour la vaporisation, le fluide en sortie des deux lignes de concentrateur est donc à l'état saturé. Lorsque le débit est élevé (supérieur à 40 kg/h), le flux solaire reçu par le fluide n'est plus suffisant pour atteindre le régime saturé en sortie de première ligne.

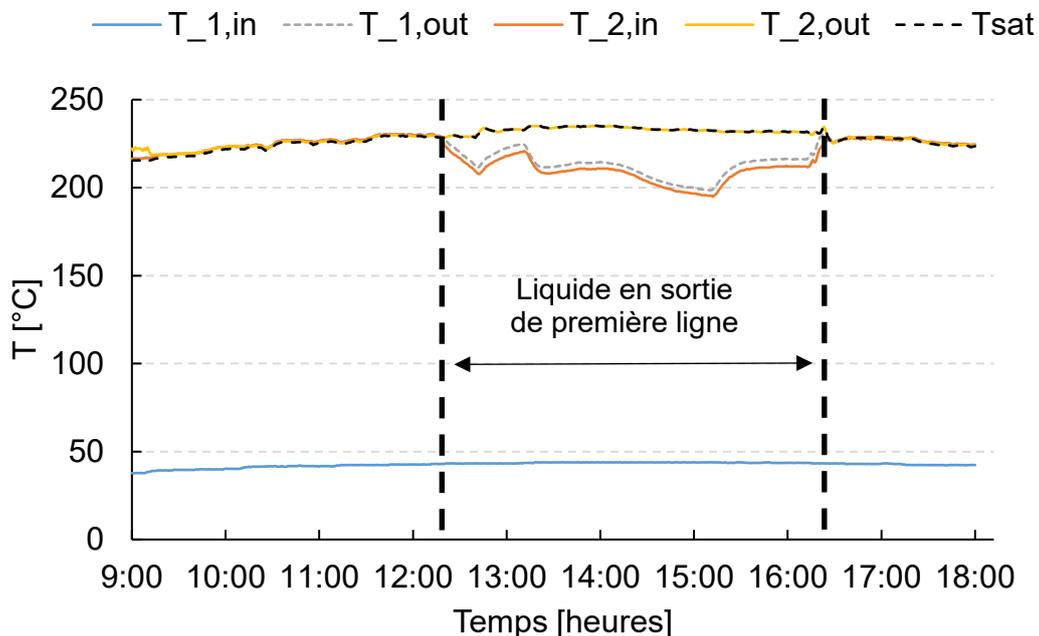


Figure 64 : Températures de l'eau dans le concentrateur au cours de l'essai du 01/06/2017

3.4.2.4 Circuit secondaire

La Figure 65 présente l'évolution des températures en entrée/sortie du condenseur ainsi que l'évolution du débit d'eau au niveau du circuit secondaire. Le débit est

fixé aux alentours de 0,35 kg/s au cours de cet essai et l'électrovanne permet une régulation de la température en entrée de condenseur à 45°C.

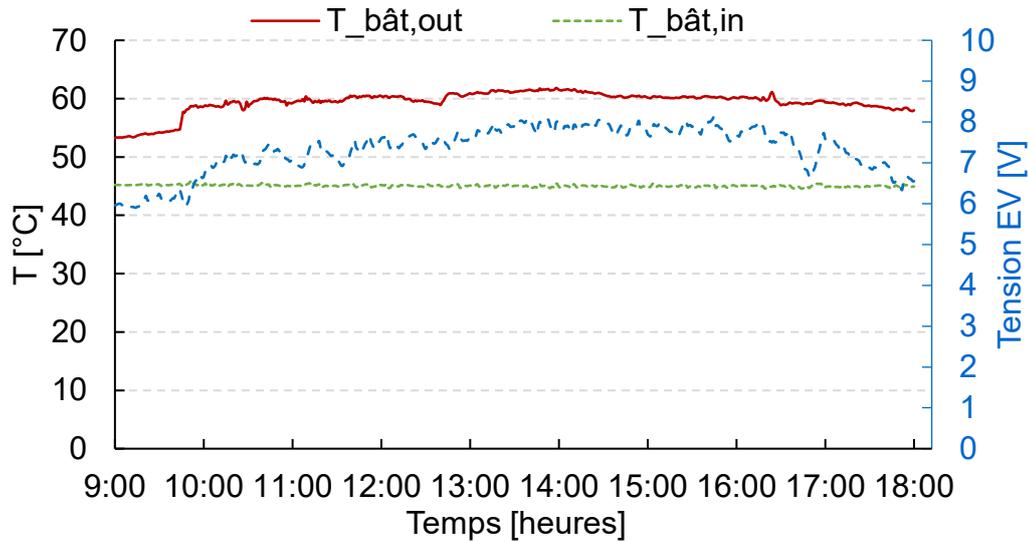


Figure 65 : Températures de l'eau du circuit secondaire au cours de l'essai du 01/06/2017

On observe un écart de température d'environ 15°C entre l'entrée et la sortie de l'échangeur. Cette chaleur est récupérée à partir de la vapeur à haute température en sortie de champ solaire ($T_{ech,in} = 217\text{ °C}$ et $T_{ech,out} = 46\text{ °C}$ en moyenne pour cet essai).

On peut noter que le débit de vapeur est peu influent sur la récupération de la chaleur côté boucle secondaire pour la plage de variation considérée.

3.4.2.5 Bilan de puissance

Pour cet essai, l'atteinte du régime saturé dans le concentrateur ne permet pas de déterminer l'enthalpie du mélange liquide/vapeur en sortie du champ solaire. Aussi nous nous intéresserons à la puissance thermique au niveau de l'échangeur. Nous calculons la puissance totale du champ solaire, la puissance totale récupérée au condenseur et la puissance du surchauffeur. La puissance nette récupérée est égale à la puissance récupérée au condenseur à laquelle est soustraite la puissance du surchauffeur. Ainsi, en considérant un rendement de 1 au surchauffeur (équipement très bien isolé), nous pouvons écrire le bilan suivant :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{refroidissement,nette} &= \dot{Q}_{refroidissement} - P_{surchauffeur} \\ &= \dot{m}_{bât} C_p (T_{bât,out} - T_{bât,in}) - P_{surchauffeur} \end{aligned} \quad (23)$$

Comme le montre la Figure 66, le surchauffeur est en fonctionnement à sa puissance nominale (5 kW) à partir de 10 h. La puissance nette récupérable par le bâtiment est donc de l'ordre de 15 kW pour cet essai.

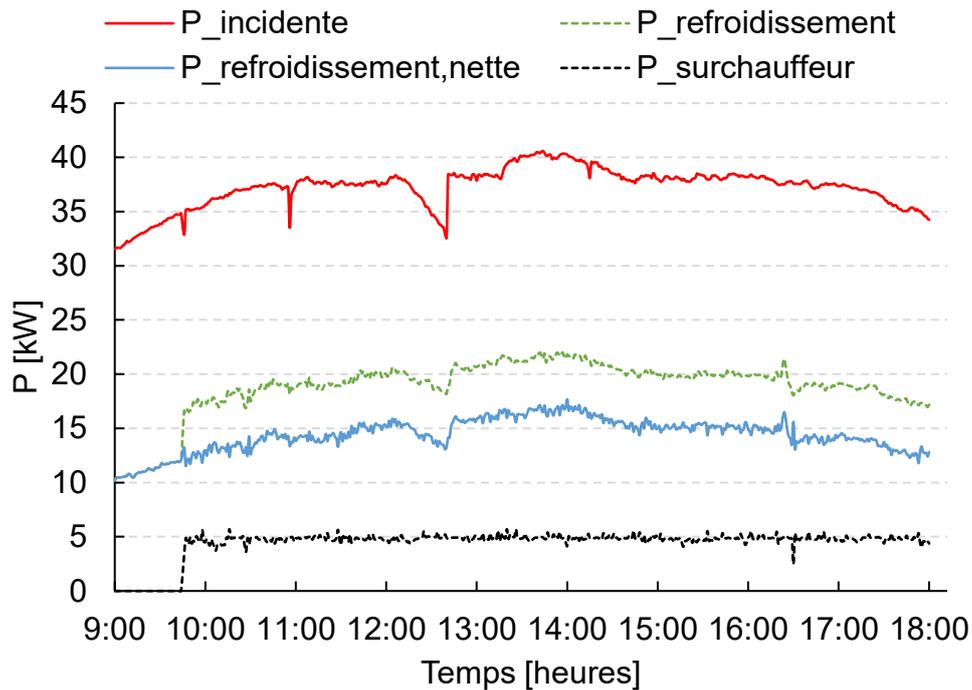


Figure 66 : Evolution des puissances des éléments de l'installation au cours de l'essai du 01/06/2017

3.4.2.6 Conclusions

L'essai réalisé avait pour objectif d'étudier le régime saturé pour différents débits au cours d'une journée entière et de caractériser le comportement de l'installation en fonctionnement nominal, soit avec utilisation du surchauffeur électrique.

Une valeur instantanée du rendement à 10h45 a été calculée. A cet instant, le débit dans le circuit primaire avoisine les 30 kg/h, ce qui est le débit « nominal » de fonctionnement du moteur. Notons que malgré l'activation du surchauffeur, le régime de vapeur surchauffée n'a pas été atteint. Il n'est donc pas possible de connaître précisément les propriétés de la vapeur en sortie de champ solaire pour cet essai. Seul le rendement thermique global est accessible, à 10h45, il vaut 46 %.

La réalisation de créneaux de débits en entrée de concentrateur permet de mettre en évidence une influence faible du débit dans le circuit primaire sur la récupération de la chaleur (Figure 67).

Pour les valeurs de débit compatible avec le fonctionnement du micro-générateur en production d'électricité et de chaleur (entre 30 kg/h et 50 kg/h), la puissance thermique récupérée dépend peu du débit. Pour des débits plus faibles (inférieurs à 25 kg/h), la puissance thermique récupérée diminue.

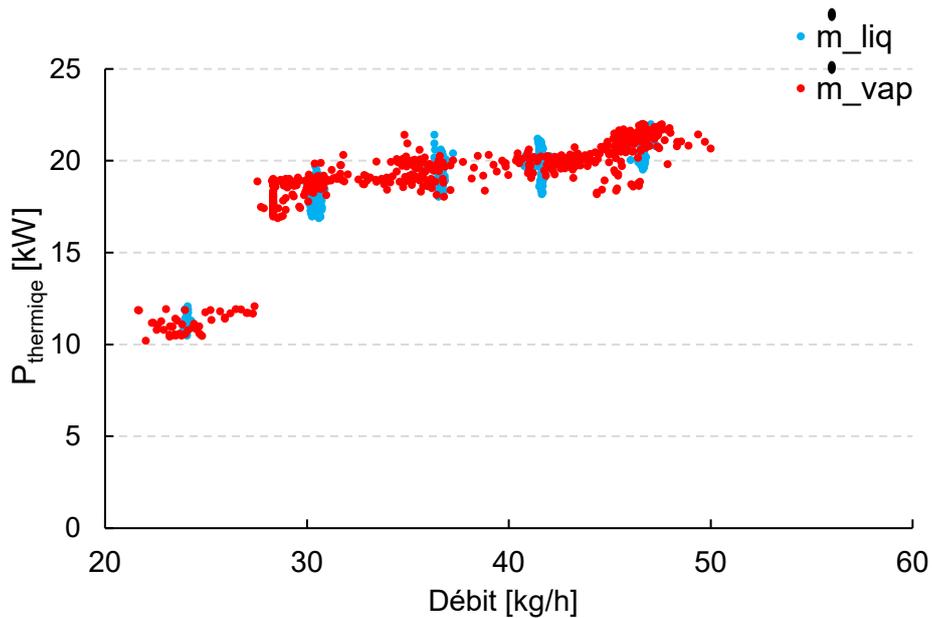


Figure 67 : Variation de la puissance thermique en fonction du débit dans le circuit primaire

Sur la figure 67 est représentée la puissance thermique en fonction du débit. Cette puissance est issue d'un bilan d'énergie sur l'ensemble concentrateur/surchauffeur. Nous avons choisi de réaliser le calcul avec le débit liquide, mesuré en sortie de pompe HP ainsi qu'avec le débit de vapeur, mesuré dans le skid hydraulique. Les valeurs sont proches pour les deux cas considérés. La dispersion observée pour les puissances calculées avec le débit de vapeur montre le caractère instationnaire de la mesure du débit de vapeur en sortie de champ solaire.

A faible débit, la diminution de la puissance thermique peut être expliquée par la réduction de l'efficacité thermique des concentrateurs lorsque le régime surchauffé est sur le point d'être atteint en sortie de champ solaire. Dans ce cas, le coefficient convectif d'échange thermique entre la vapeur surchauffée et le tube absorbeur est plus faible. Des études ont permis de mettre en évidence cette décroissance du coefficient d'échange en traçant l'évolution du coefficient d'échange diphasique en fonction du titre de vapeur.

3.4.3 Détermination du débit de surchauffe

Cet essai a pour objectif de réaliser des créneaux descendants en débit afin d'obtenir un débit « critique » à partir duquel l'installation fonctionne en régime surchauffé. Rappelons que pour un fonctionnement nominal de l'installation, le régime de surchauffe doit être atteint avec un débit garantissant de bonnes performances du moteur (environ 30 kg/h).

3.4.3.1 Conditions météorologiques

La Figure 68 présente l'évolution de l'ensoleillement mesuré au cours de l'essai. Le début de l'essai est marqué par des passages nuageux. A partir de 10 h, l'essai est effectué sous un ciel dégagé.

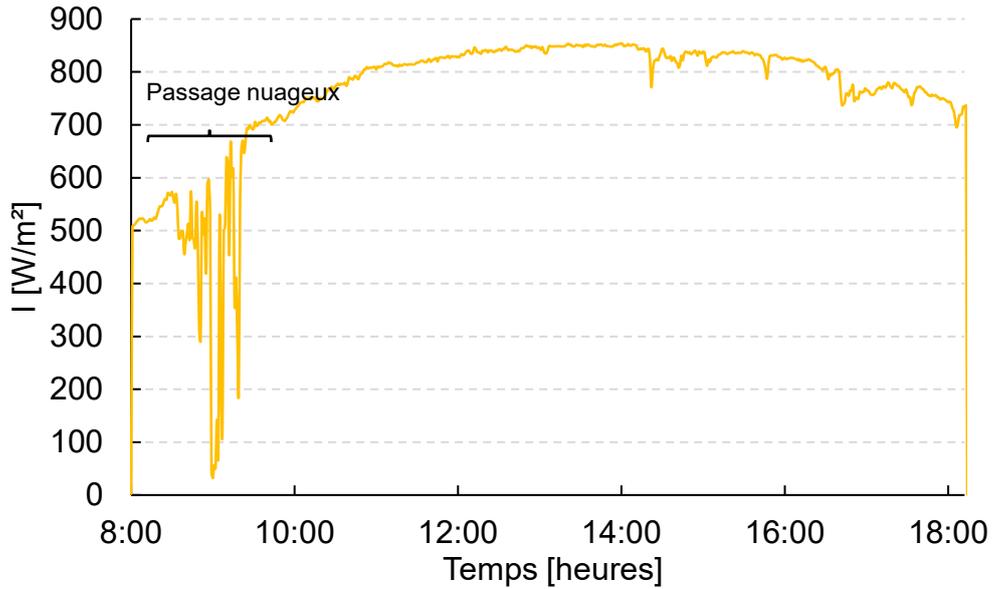


Figure 68 : Ensoleillement au cours de l'essai du 16/06/2017

Les conditions de température extérieure et de vent sont présentées par la Figure 69. L'essai a été effectué avec des conditions peu venteuses et une température ambiante entre 18 et 29 °C.

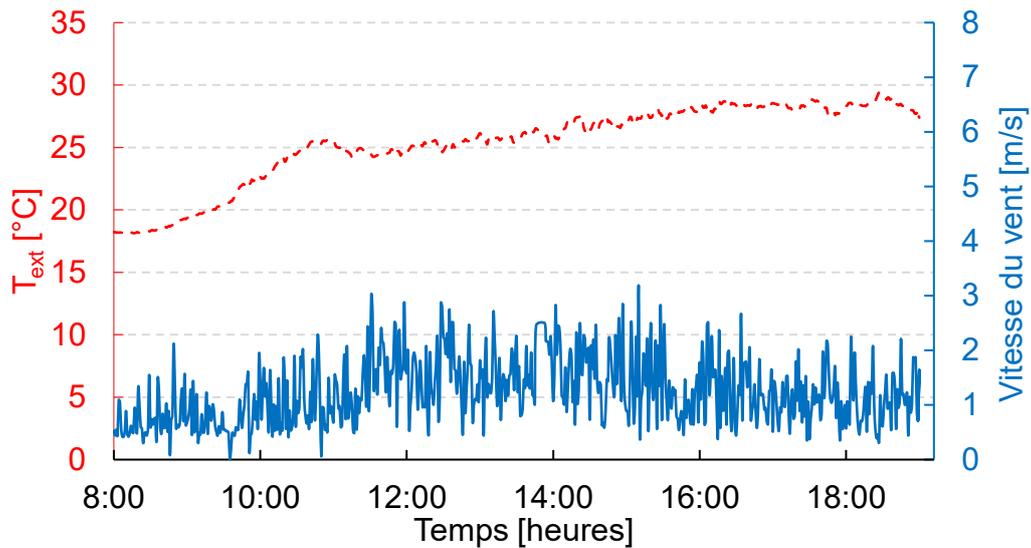


Figure 69 : Température extérieure et vitesse de vent au cours de l'essai du 16/06/2017

3.4.3.2 Conditions de fonctionnement

L'évolution de la pression en entrée de concentrateur et dans le skid hydraulique est présentée par la Figure 70. Cet essai, comme le précédent, a été réalisé en régulant la pression du skid hydraulique avec une vanne de déverse.

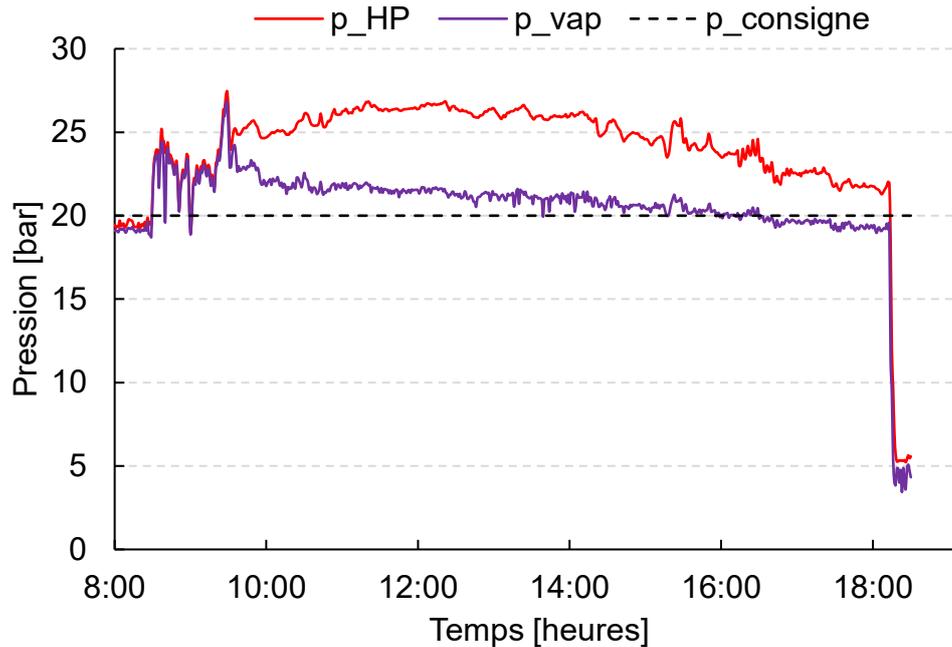


Figure 70 : Evolutions des pressions au cours de l'essai du 16/06/2017

L'évolution du débit de liquide en entrée de concentrateur ainsi que le débit de vapeur mesuré en sortie de concentrateur, dans le skid hydraulique, est renseignée par la Figure 71. En début d'essai, on observe d'importantes fluctuations du débit de vapeur en sortie de champ solaire. Cela peut s'expliquer par les phénomènes rapides de changement de phase ayant lieu dans le tube absorbeur lors de variation d'ensoleillement.

A partir de 10h, ces instabilités cessent et le débit de vapeur en sortie de concentrateur est proche de celui du liquide en entrée. D'un point de vue hydraulique, on peut dire que le concentrateur est en régime permanent (excepté en début de chaque échelon).

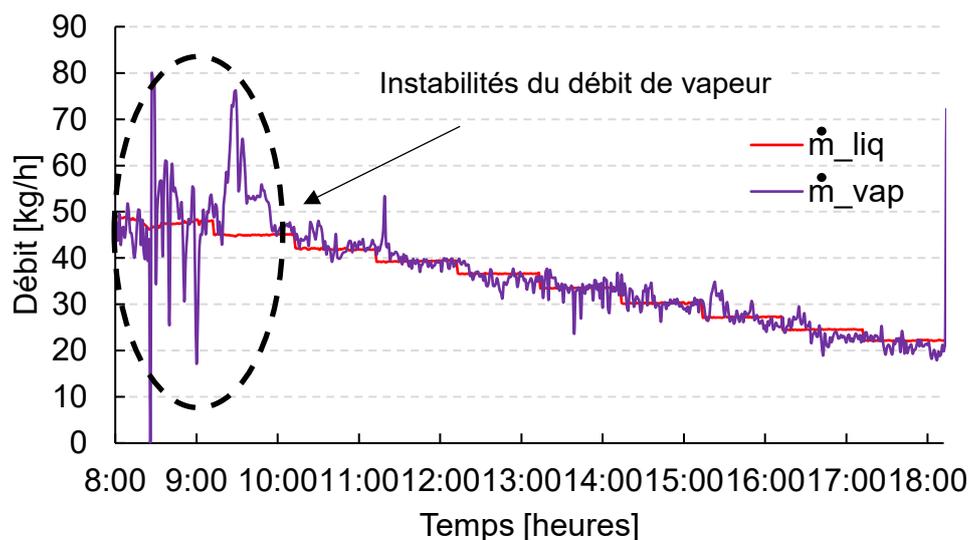


Figure 71 : Evolution des débits de liquide et vapeur au concentrateur lors de l'essai du 16/06/2017

3.4.3.3 Températures au sein du concentrateur

On peut observer l'évolution des températures dans le concentrateur au cours de l'essai sur la Figure 72. Comme indiqué précédemment, la majorité de l'essai est effectué dans des conditions saturées.

Néanmoins, en fin d'essai, le débit faible imposé (20 kg/h) permet probablement d'atteindre un état surchauffé de la vapeur en sortie de seconde ligne de concentrateur (on observe un écart de température de 5 °C environ par rapport à la température de saturation en fin d'essai).

Le début de l'essai est marqué, jusqu'à 10h environ, par des conditions nuageuses qui empêchent une montée rapide en température dans le concentrateur. On peut également noter ici que les pertes entre les deux lignes sont faibles lorsque le fluide est à l'état liquide dans le concentrateur. En effet, à 10 h, les pertes entre les deux lignes sont de 196 W.

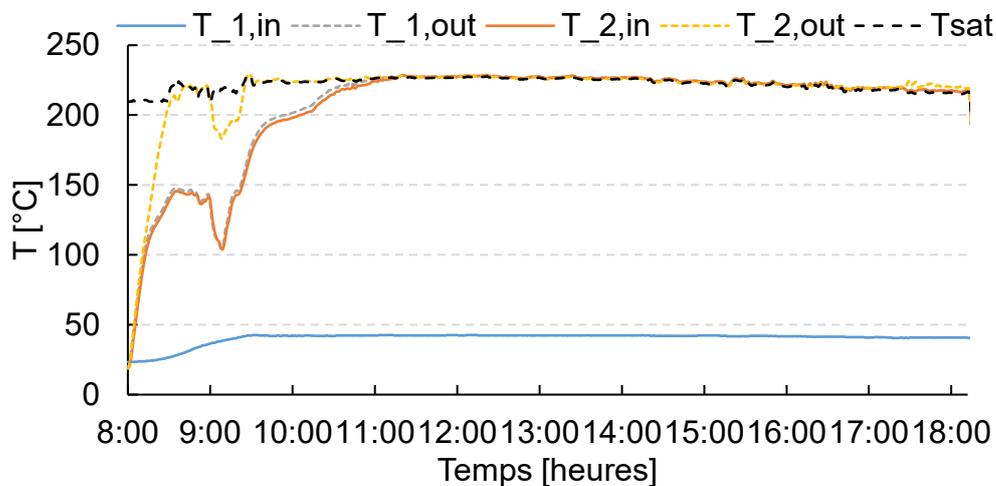


Figure 72 : Températures de l'eau dans le concentrateur au cours de l'essai du 16/06/2017

3.4.3.4 Circuit secondaire

La Figure 73 présente l'évolution des principales données du circuit secondaire en mode by-pass. Nous observons donc les températures en entrée et en sortie du condenseur ainsi que le débit d'eau liquide circulant dans le circuit secondaire.

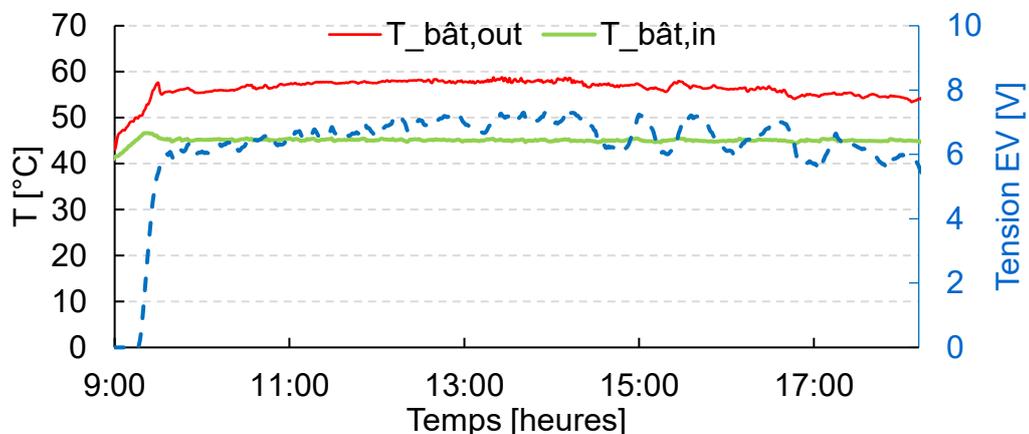


Figure 73 : Températures du circuit secondaire au cours de l'essai du 16/06/2017

La température en entrée de concentrateur est régulée à 45°C. En sortie de condenseur, on observe un écart de température d'environ 15°C. Notons que la diminution du débit dans le circuit primaire n'a pas d'influence sur l'écart de température observé au condenseur. Autrement dit, en régime saturé, cet écart de température semble peu sensible aux variations de débit. Le débit dans la boucle secondaire est fixé par le circulateur à environ 0,3 kg/s.

3.4.3.5 Bilan de puissance

Comme pour l'essai précédent, la présence majoritaire du régime saturé en sortie de concentrateur ne nous permet pas de calculer l'enthalpie du fluide en sortie et ainsi l'énergie récupérée par le fluide dans le concentrateur. Le surchauffeur n'était pas utilisé au cours de cet essai.

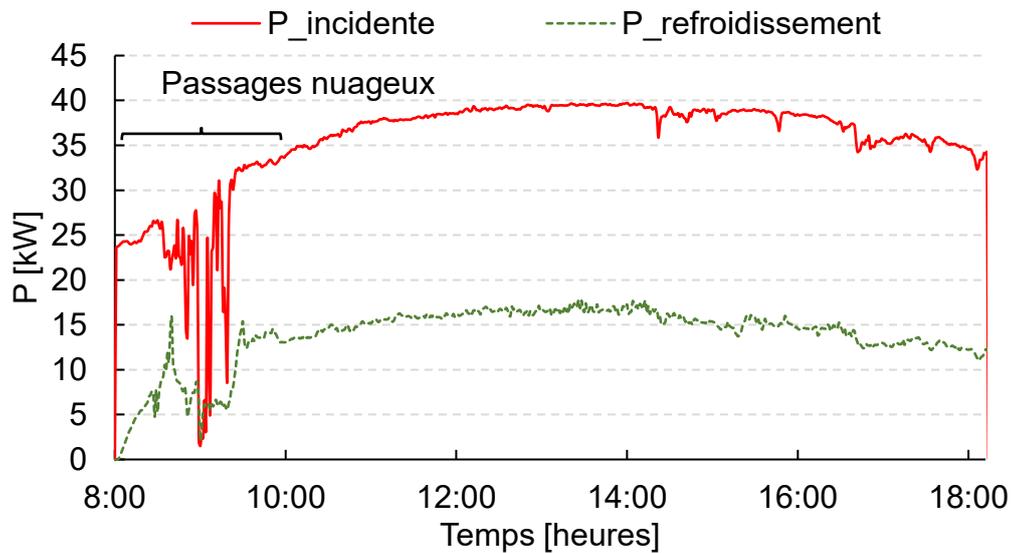


Figure 74 : Evolution des puissances de l'installation au cours de l'essai du 16/06/2017

Il peut être noté sur la Figure 74 que la puissance solaire se situe entre 35 et 40 kW au cours de la journée. Côté boucle secondaire, une puissance thermique de 15 kW est récupérée à l'échangeur. Lors de passages nuageux, on constate que la puissance récupérée côté boucle secondaire diminue quasi-instantanément.

A priori, ce constat est contradictoire avec les conclusions des essais précédents quant à l'effet d'inertie du tube absorbeur et du fluide. Cependant, les perturbations nuageuses de cet essai ayant ici lieu en tout début d'essai, on peut supposer que la montée en température du tube absorbeur n'a pas été suffisante pour que l'inertie thermique du tube soit suffisante pour pallier les variations du flux solaire. Notons également que les valeurs de puissances sont en bon accord avec les résultats de mesures précédemment présentés en régime saturé.

3.4.3.6 Conclusions

L'essai présenté avait pour objectif d'étudier le comportement de l'installation en régime saturé et de déterminer un « débit critique » pour lequel la vapeur en sortie de concentrateur est à l'état surchauffé pour une journée ensoleillée. Les résultats indiquent qu'une puissance thermique de 15 kW environ peut être fournie. Pour cet essai, le rendement thermique global de l'installation s'élève à 41,5 % à 12 h.

3.4.4 Instabilité du régime de surchauffe

Cet essai a pour objectif de mieux appréhender les conditions d'établissement d'un régime de surchauffe en sortie de champ solaire. Différents essais ont permis de déterminer la valeur du débit en dessous de laquelle le régime de surchauffe peut être atteint. Pour l'installation MICOSOL, ce débit se situe aux alentours de 20 kg/h.

Pour un fonctionnement en régime saturé, les performances du moteur sont dégradées. De plus, du liquide présent de manière répétée pourrait entraîner des dysfonctionnements à long terme (corrosion, rouille). L'essai présenté a pour objectif d'estimer la possibilité de fonctionnement de l'installation sans surchauffeur électrique.

3.4.4.1 Conditions météorologiques

La Figure 75 présente l'évolution de l'ensoleillement direct mesuré au cours de l'essai. Les conditions d'ensoleillement sont marquées par des passages nuageux ayant pour effet une forte diminution de la mesure de l'irradiance. A partir de 14h environ, une couverture nuageuse importante empêche la poursuite de l'essai.

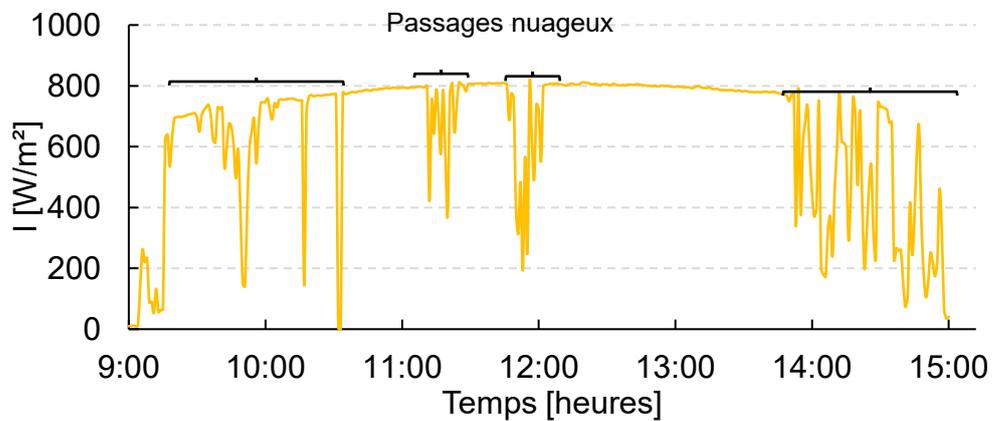


Figure 75 : Ensoleillement au cours de l'essai du 13/10/2017

La température ambiante augmente progressivement de 15°C en début d'essai pour atteindre 25°C en fin d'essai (Figure 76). La mesure de la vitesse du vent est bruitée. Néanmoins les faibles valeurs de vitesse (comprise entre 0 et 3 m/s) laissent de nouveau supposer une faible influence du vent sur les pertes thermiques du champ solaire.

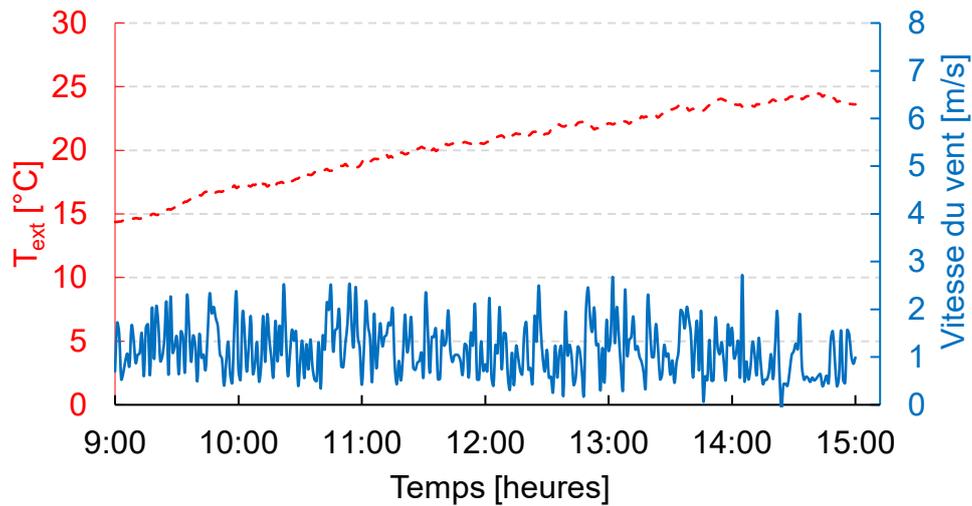


Figure 76 : Température ambiante et vitesse de vent au cours de l'essai du 13/10/2017

3.4.4.2 Conditions de fonctionnement

La pression de fonctionnement dans le tube absorbeur a été fixée à 20 bars pour cet essai. La régulation s'effectue à l'aide de l'électrovanne. A 14 h, une consigne en pression de 25 bars a été imposée, cependant un ensoleillement trop faible n'a pas permis d'étudier l'installation dans ces conditions. Nous nous intéresserons plus particulièrement aux données observées entre 10 h et 14 h. La Figure 77 présente l'évolution de la pression en entrée/sortie du champ solaire. A partir de 9h30 environ, de la vapeur est générée.

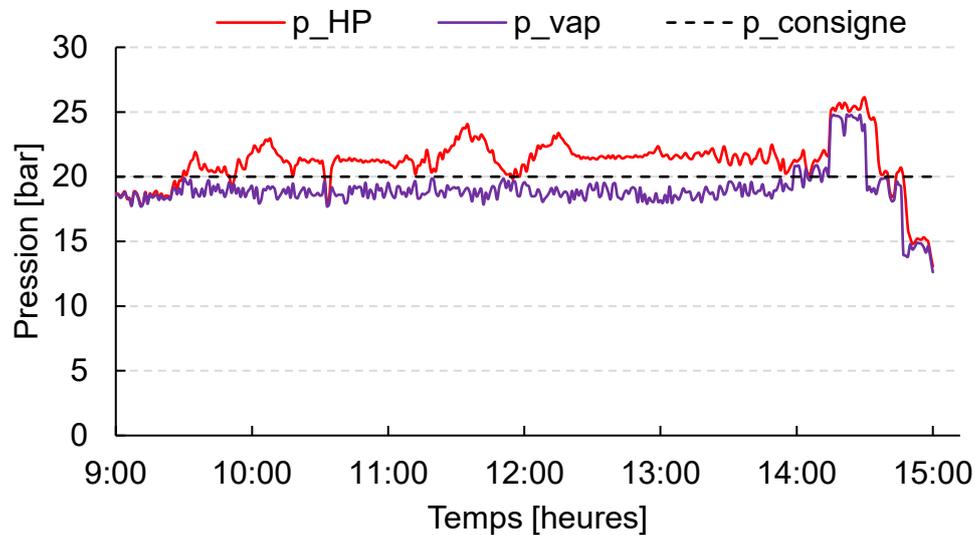


Figure 77 : Niveaux de pression au cours l'essai du 13/10/2017

De faibles variations de débit autour de 20 kg/h ont été effectuées afin d'observer le régime de surchauffe (Figure 78). A 11 h, une surchauffe trop importante a été observée en sortie de champ solaire. Afin de ne pas détériorer l'installation, le débit a été augmenté à 48 kg/h afin de refroidir le tube absorbeur. Une fois le régime de saturation établi, une valeur de débit d'environ 20 kg/h a été imposée.

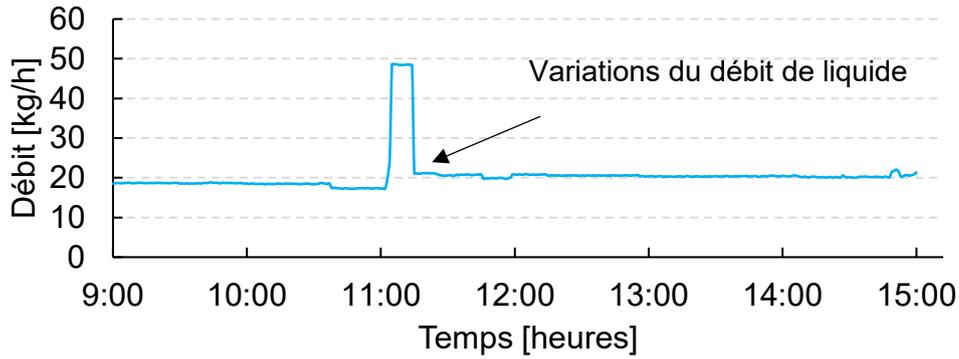


Figure 78 : Débit en sortie de pompe au cours de l'essai du 13/10/2017

3.4.4.3 Températures au sein du concentrateur

Le débit imposé en sortie de pompe étant proche du débit critique, le régime de surchauffe en sortie de seconde ligne est observé de manière intermittente tout au long de l'essai (Figure 79). A partir de 10h40, une augmentation rapide de la température démontre la difficulté d'obtenir un régime de surchauffe stabilisé permettant d'assurer l'intégrité de l'installation.

L'atteinte de la surchauffe en sortie de champ solaire est une condition importante pour le bon fonctionnement de l'installation. En effet, elle garantit au moteur de ne pas admettre de liquide au cours de la détente de la vapeur (on parle alors de détente sèche).

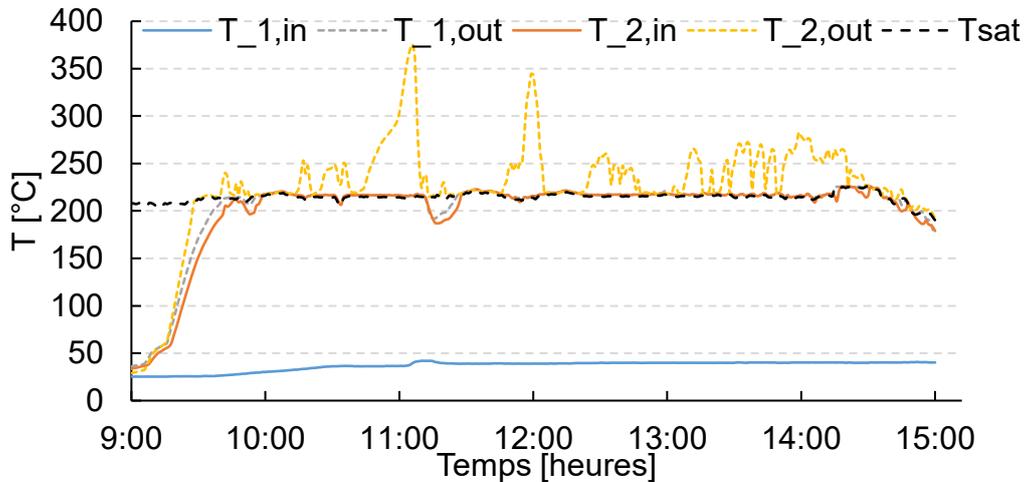


Figure 79 : Températures de l'eau au concentrateur au cours de l'essai du 13/10/2017

3.4.4.4 Circuit secondaire

La Figure 80 présente l'évolution de la température au niveau de l'échangeur et du condenseur côté circuit secondaire. Ces données seront celles utilisées pour calculer la puissance thermique récupérable sur l'installation. On observe un écart moyen au cours de l'essai d'environ 10-15°C entre le circuit primaire et la boucle secondaire. La puissance thermique de l'installation est alors de 15 kW_{th}.

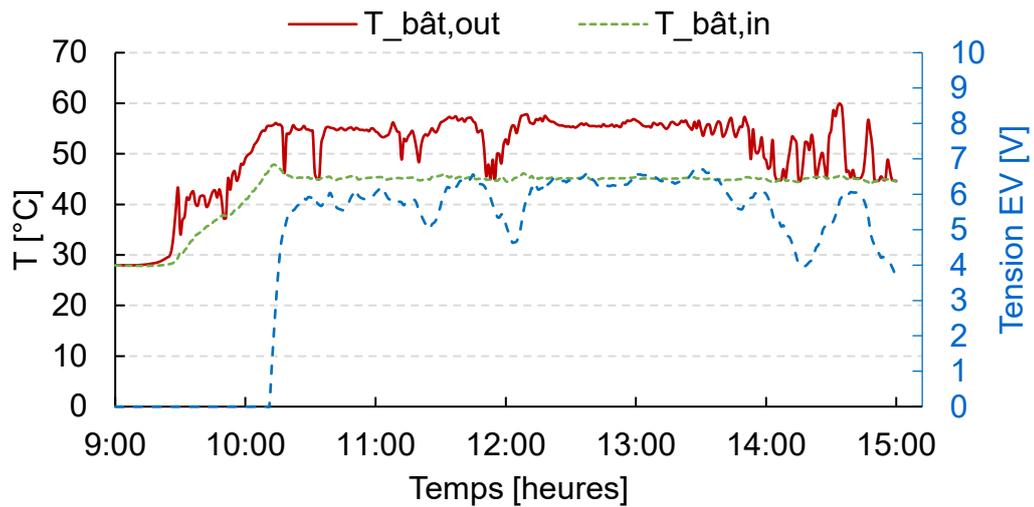


Figure 80 : Températures et débit de l'eau du circuit secondaire au cours de l'essai du 13/10/2017

3.4.4.5 Bilan de puissance

Nous choisissons de présenter la puissance thermique incidente et la puissance récupérée au circuit secondaire sur la Figure 81. La puissance solaire apparaît logiquement très perturbée car elle est égale au produit de l'irradiance par la surface des miroirs. On observe également des oscillations de la puissance cédée au bâtiment dues à des perturbations de l'ensoleillement.

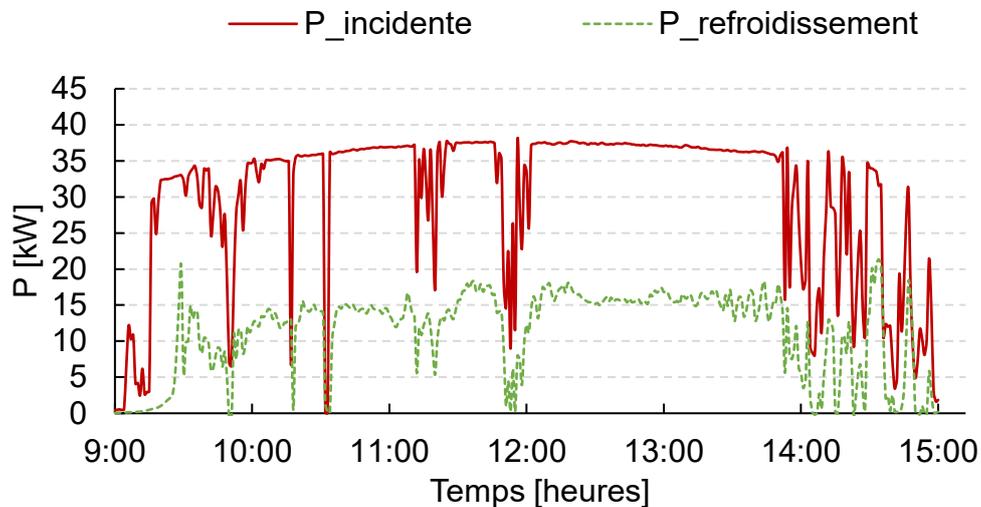


Figure 81 : Evolution des puissances de l'installation au cours de l'essai du 13/10/2017

3.4.4.6 Conclusions

L'essai présenté a permis de mettre en évidence la grande instabilité du régime de surchauffe en sortie de champ solaire. Les conditions d'admission du moteur imposent une vapeur surchauffée afin de ne pas détériorer l'installation et d'obtenir des performances suffisantes. L'ajout du surchauffeur électrique ou d'un autre appoint de chaleur en aval du champ solaire apparaît donc nécessaire au fonctionnement continu de l'installation. A 13h, le rendement thermique global de l'installation vaut 45 %.

3.5 Caractérisation de l'ensemble du micro-cogénérateur

Les travaux de Jean-Louis Bouvier ont présenté des essais réalisés durant la période estivale. Réaliser de nouveaux essais en période hivernale permet donc de mieux comprendre l'évolution des performances de l'installation au cours de l'année.

3.5.1 Essai avec moteur à faible pression

3.5.1.1 Conditions météorologiques

La Figure 82 présente les conditions d'ensoleillement pour l'essai moteur du 13 novembre. Une valeur maximale de 800 W/m^2 est mesurée par le pyréliomètre entre 12 h et 13h30. Après 13h30, trois passages nuageux de courte durée ont eu lieu et n'ont pas perturbé le fonctionnement de l'installation. Les conditions de température et de vent sont également représentées (Figure 83).

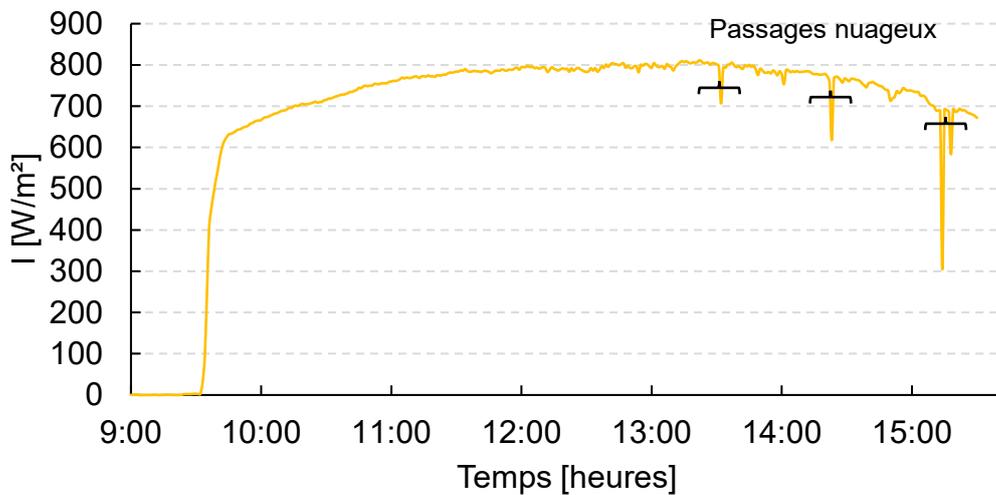


Figure 82 : Ensoleillement au cours de l'essai du 13/11/2017

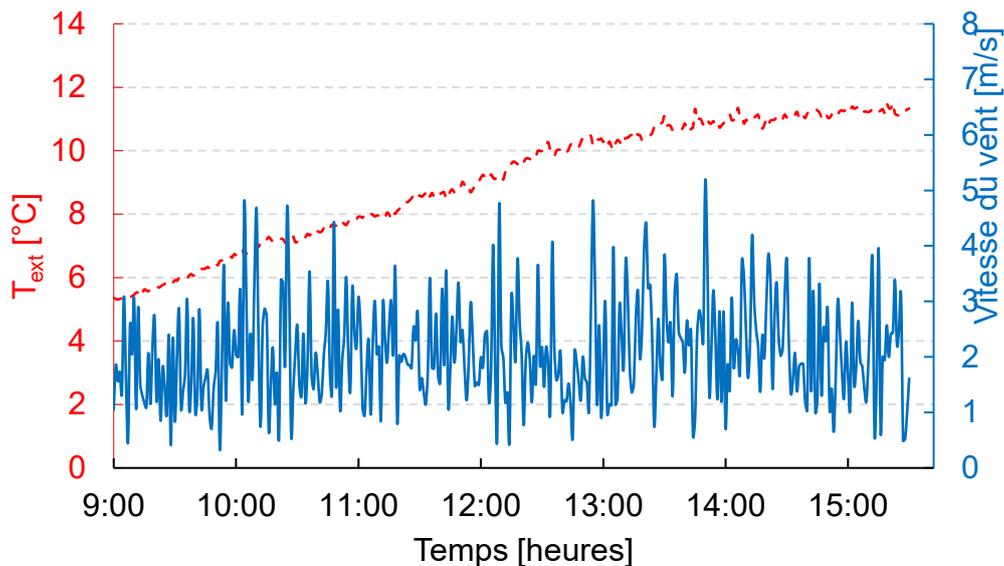


Figure 83 : Température extérieure et vitesse de vent au cours de l'essai du 13/11/2017

3.5.1.2 Conditions de fonctionnement

En début d'essai, la pression est réglée à une consigne de 25 bars (Figure 84). Cette valeur de pression correspond à la pression maximale qu'il est possible d'atteindre, sans prendre le risque de déclencher la soupape de sécurité en cas d'instabilité (la soupape de sécurité s'ouvre à 32 bars).

A 12h20, le moteur démarre (symbolisé par le trait pointillé) et entraîne une diminution de la pression. Le moteur agit comme une vanne de déverse. Des essais précédents ont montré qu'une régulation de la pression est possible en utilisant le by-pass. Cette régulation a été utilisée lors de cet essai. Dans ce cas, si le débit admis par le moteur est inférieur au débit en sortie de champ solaire, la vapeur excédentaire est dirigée vers le by-pass et la régulation de la pression en entrée de moteur est réalisée grâce à l'électrovanne.

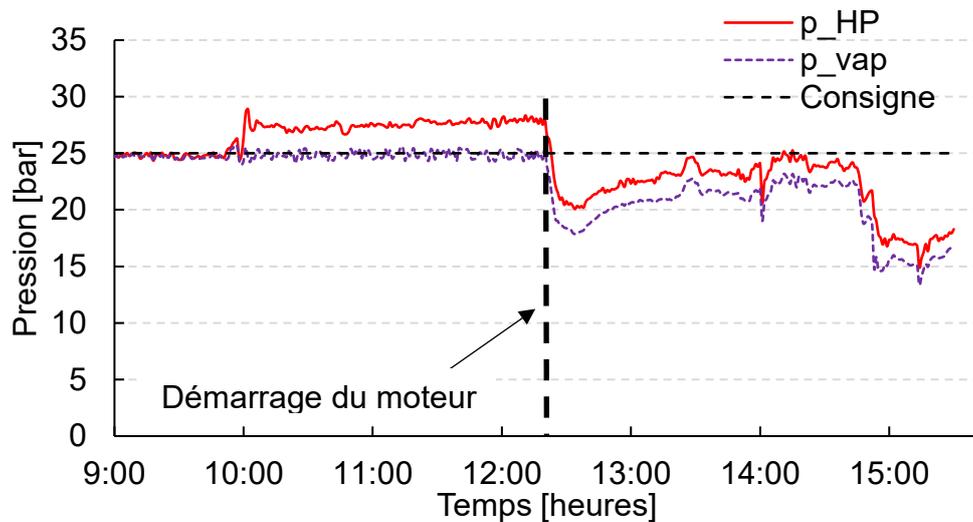


Figure 84 : Niveaux de pression au cours de l'essai du 13/11/2017

L'atteinte du régime de surchauffe dans la chapelle a nécessité une diminution de la consigne de débit (Figure 85). A partir de 11h30 des créneaux décroissants sur le débit ont été imposés afin d'observer une surchauffe stable dans la chapelle du moteur. Cette diminution entraîne une difficulté de réguler la pression à l'admission du moteur. En effet, le débit admis par le moteur est supérieur au débit de vapeur en sortie de champ solaire, ce qui entraîne une diminution de la pression à l'admission.

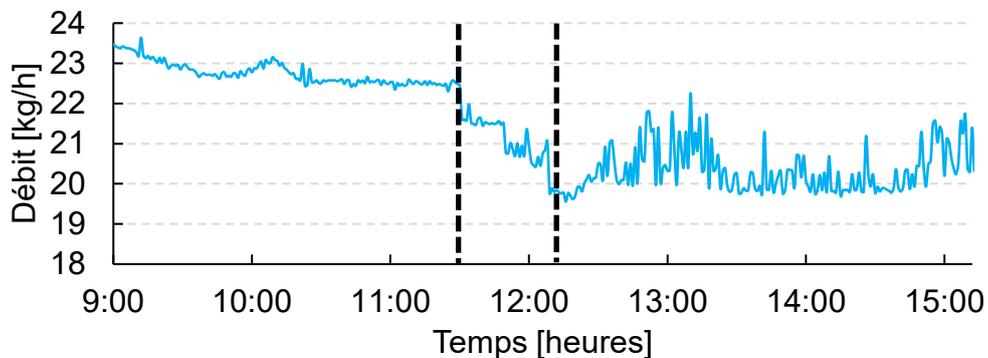


Figure 85 : Débit en sortie de pompe HP au cours de l'essai du 13/11/2017

3.5.1.3 Températures au sein du concentrateur

La Figure 86 présente l'évolution de la température en entrée et sortie de chaque ligne du concentrateur. Les conditions hivernales semblent augmenter le temps de montée en température dans le concentrateur (environ 1h30 de temps de montée pour l'atteinte du régime saturée en sortie de première ligne). A partir de 12h20, le lancement du moteur perturbe la régulation de la pression, ce qui explique les fluctuations de température.

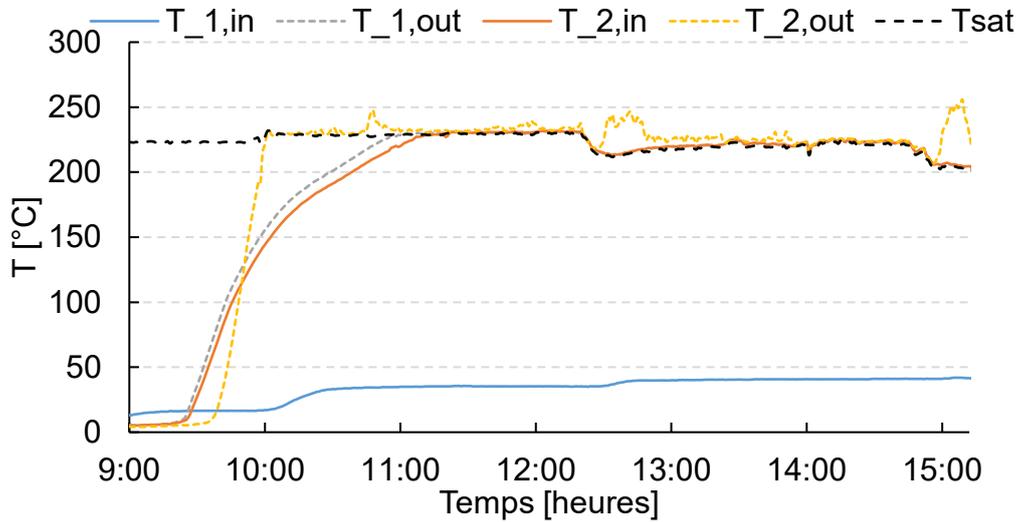


Figure 86 : Températures de l'eau dans le concentrateur au cours de l'essai du 13/11/2017

3.5.1.4 Circuit secondaire

De 10 h à 12h20, la récupération de la chaleur par le circuit secondaire s'effectue au niveau du condenseur. A partir de 12h20, la vapeur est détendue dans le moteur et la récupération de la chaleur s'effectue au niveau de l'échangeur à plaque après passage dans la bache alimentaire. L'inertie de la bache explique la diminution de la température $T_{bât,out}$ au moment du démarrage du moteur (Figure 87). Le débit du circuit secondaire est fixé à une valeur de 0,3 kg/s.

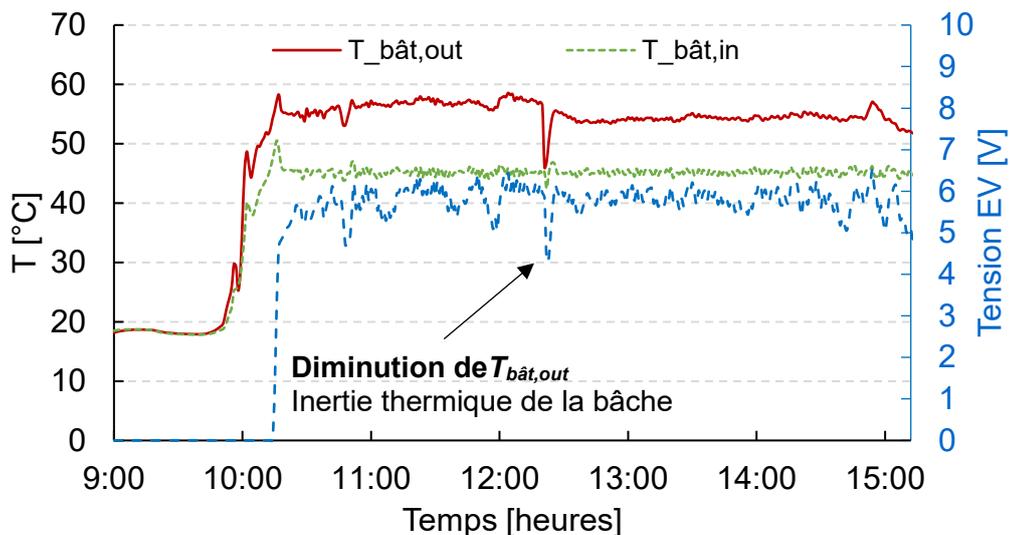


Figure 87 : Températures de l'eau du circuit secondaire au cours de l'essai du 13/11/2017

3.5.1.5 Bilan de puissance

L'évolution de la puissance thermique récupérée au condenseur et à l'échangeur à plaques est représentée sur la Figure 88. La courbe en rouge représente la puissance solaire incidente sur la surface des miroirs. La puissance thermique récupérée avoisine les 17 kW avant le lancement du moteur, puis 13 kW ensuite.

La chute de puissance enregistrée à 12h20 coïncide avec le démarrage du moteur. A partir de cet instant, la récupération de la chaleur s'effectue au niveau de l'échangeur à plaques, après passage dans la bêche alimentaire. On observe alors une diminution de la puissance qui peut être expliquée par l'inertie thermique de cette bêche. En effet, lorsque le moteur ne fonctionne pas, la vapeur est refroidie au condenseur, en amont de la bêche (voir Figure 88).

Une fois le moteur en fonctionnement, la récupération de la chaleur s'effectue en aval de la bêche alimentaire, à l'échangeur à plaques. Au moment de la transition entre ces deux modes de fonctionnement, la bêche monte en température, sans que la chaleur soit récupérée, d'où une puissance thermique ($P_{\text{refroidissement}}$) nulle à cet instant.

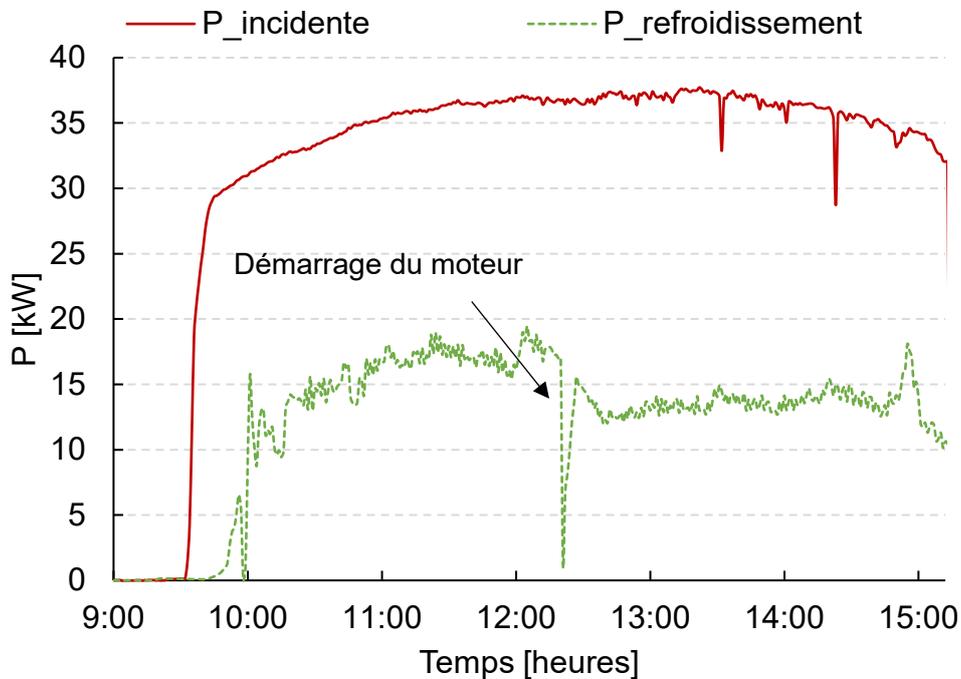


Figure 88 : Evolution des puissances de l'installation au cours de l'essai du 13/11/2017

3.5.1.6 Données moteur

Dans la chapelle du moteur, un thermocouple permet de suivre l'évolution de la température à l'admission. La Figure 89 présente l'évolution de la température dans la chapelle au cours de l'essai.

Le tracé de la température de saturation en fonction de la pression de vapeur mesurée dans le skid permet de connaître les conditions de génération de vapeur. On observe un écart de température entre $T_{\text{sat}}(P)$ et T_{chap} en début d'essai (entre 10h et 11h45). Cet écart vient probablement de pertes de charge additionnelles à l'admission de la vapeur dans la chapelle ou des incertitudes de mesure. A partir de 12 h, le régime de surchauffe est atteint dans la chapelle. Une surchauffe

stabilisée de 80°C est atteinte lorsque le moteur est en fonctionnement grâce à une régulation sur le surchauffeur.

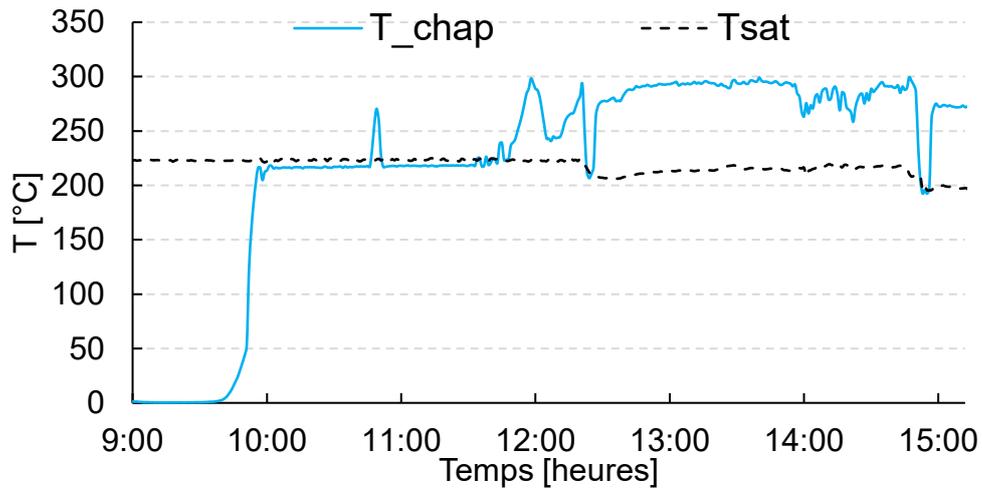


Figure 89 : Evolution de la température de la chapelle au cours de l'essai du 13/11/2017

La Figure 90 présente l'évolution des conditions de fonctionnement du moteur. A 12h20 au démarrage du moteur, on observe une diminution de la pression à l'admission (en rouge sur la figure). Cette diminution de la pression peut être due à une vitesse de rotation trop importante du moteur. Dans ce cas, le débit volumique balayé par le cylindre du moteur est supérieur au débit en sortie de concentrateur et entraîne une diminution de la pression.

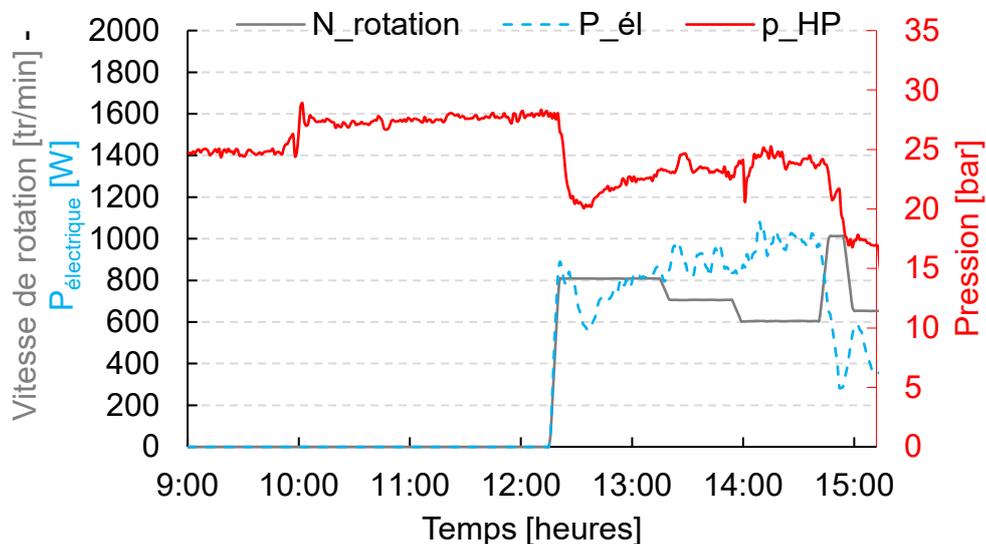


Figure 90 : Conditions de fonctionnement du moteur au cours de l'essai du 13/11/2017

La courbe grise représente l'évolution de la vitesse de rotation du moteur au cours de l'essai. Des créneaux de vitesse ont été réalisés afin d'observer l'influence de la vitesse de rotation sur les performances du moteur. On observe qu'une diminution de la vitesse de rotation augmente la pression à l'admission du moteur ce qui est cohérent avec l'explication précédente. De plus, on peut noter que la diminution de la vitesse augmente la puissance électrique générée par le moteur.

En effet, cette diminution de la vitesse permet une augmentation de la pression à l'admission ce qui entraîne une réduction des frottements dans le cylindre.

Les performances du moteur sont dépendantes de trois paramètres : la surchauffe en entrée de moteur, le ratio de pression admission/échappement ainsi que la vitesse de rotation du moteur.

La puissance générée par le moteur est d'environ 1 kW à 14h30. A partir de 14h45, l'augmentation de la consigne de vitesse de rotation à 1000 tr/min entraîne une chute de pression à l'admission et une dégradation de la puissance électrique produite.

A partir de 15h, la consigne de vitesse a été fixée à 700 tr/min afin d'observer l'évolution de la pression. Cependant, des passages nuageux ont empêché la poursuite de l'essai.

Notons également que la perte de pression observée au démarrage du moteur pourrait être expliquée par des fuites au niveau du cylindre qui entrainerait un débit consommé par le moteur important. Le remplacement des segments des moteurs a été réalisée afin de diminuer ces fuites au niveau de la jonction entre le cylindre et la chambre du piston. L'essai correspondant sera présenté dans la section suivante (voir section 3.4.2).

3.5.1.7 Conclusions

L'essai présenté a permis de mesurer les performances du moteur à vapeur sur une période de 3h en période hivernale. Une régulation difficile de la pression à l'admission nous a conduit à faire l'hypothèse que les segments en céramique du moteur étaient endommagés. La puissance délivrée par le moteur est d'environ 1 kW en fin d'essai. Le Tableau 9 présente les valeurs à 14h30 des différents rendements définis à la section 3.1 :

Définition	Valeur
$\eta_{\text{él,global}}$	2,5 %
$\eta_{\text{th,global}}$	36,7 %
$\eta_{\text{él,cycle}}$	6 %
$\eta_{\text{th,cycle}}$	88 %
$\eta_{\text{total,global}}$	39 %

Tableau 9 : Valeurs des différents rendements à 14h30, essai du 13/11/2017

Le rendement global de l'installation est de 39 %. Cette faible valeur s'explique principalement par les pertes au niveau du concentrateur solaire (pertes optiques et thermiques). En effet, en considérant seulement le cycle thermodynamique défini comme la somme du rendement électrique et thermique, en s'affranchissant des pertes solaires, le rendement de l'installation s'élève à 94%.

3.5.2 Essai avec moteur, après changement de segments

3.5.2.1 Conditions météorologiques

L'essai présenté a pour objectif de vérifier le maintien de la pression à l'admission du moteur une fois les segments en céramique changés lorsque l'installation fonctionne en génération d'électricité et de chaleur.

La Figure 91 présente l'évolution de l'ensoleillement au cours de l'essai. Le suivi solaire est effectif de 10h à 15h30. Une valeur maximale de 800 W/m² est mesurée entre 12h et 13h30. Aucun passage nuageux n'est venu perturber l'essai. Ces

valeurs sont semblables à celles mesurées quelques jours auparavant au cours de l'essai du 13 novembre.

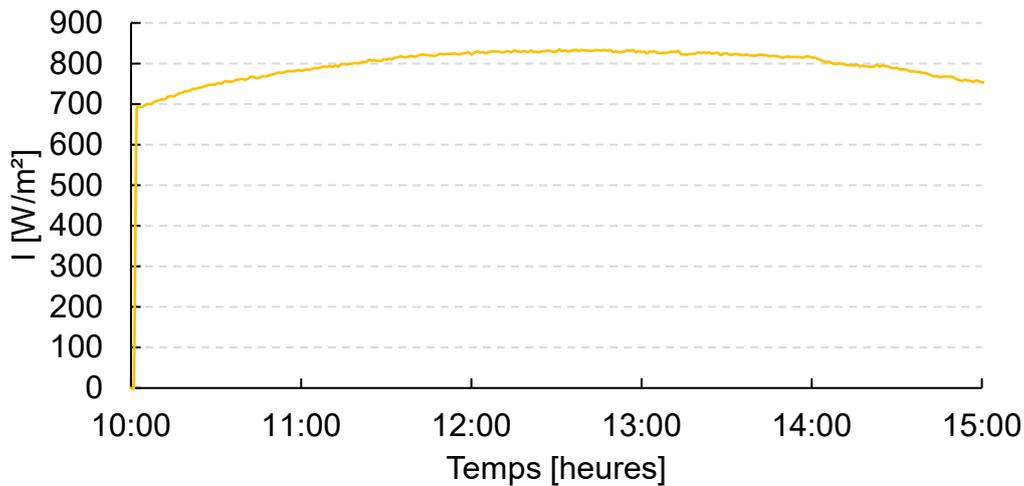


Figure 91 : Ensoleillement au cours de l'essai du 17/11/2017

Comme pour les essais précédents, une faible vitesse de vent (variant entre 0 et 4 m/s) est mesurée au cours de l'essai. La température extérieure varie de manière croissante entre 7°C en début d'essai jusqu'à 13°C en fin d'essai à 15h30. L'évolution de la température ambiante extérieure et de la vitesse du vent mesurée sur le toit de l'installation sont présentés en Figure 92.

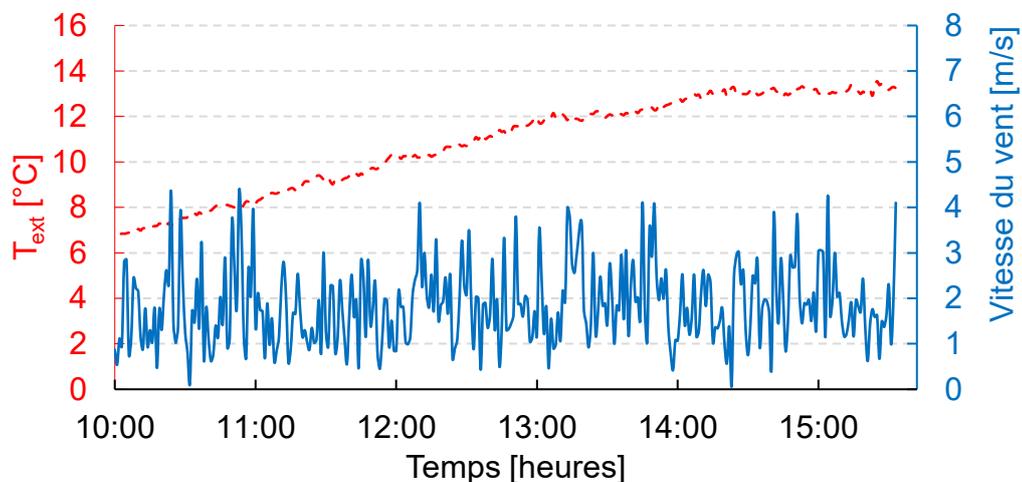


Figure 92 : Température extérieure et vitesse de vent au cours de l'essai du 17/11/2017

3.5.2.2 Conditions de fonctionnement

La consigne en pression dans le skid hydraulique a été imposée à 28 bars pour cet essai. On observe sur la Figure 93, à partir de 10 h, les pertes de charges entre la mesure de pression en sortie de pompe HP et la mesure de la pression dans le skid hydraulique. A partir de 12h50 le moteur a été mis en route. Comme précédemment, une chute de pression est observée sans atteinte de la pression de consigne par la suite. Cette baisse de pression peut être expliquée par un débit trop important admis par le moteur. L'essai avec moteur a donc été réalisé avec une pression à l'admission d'environ 22 bars.

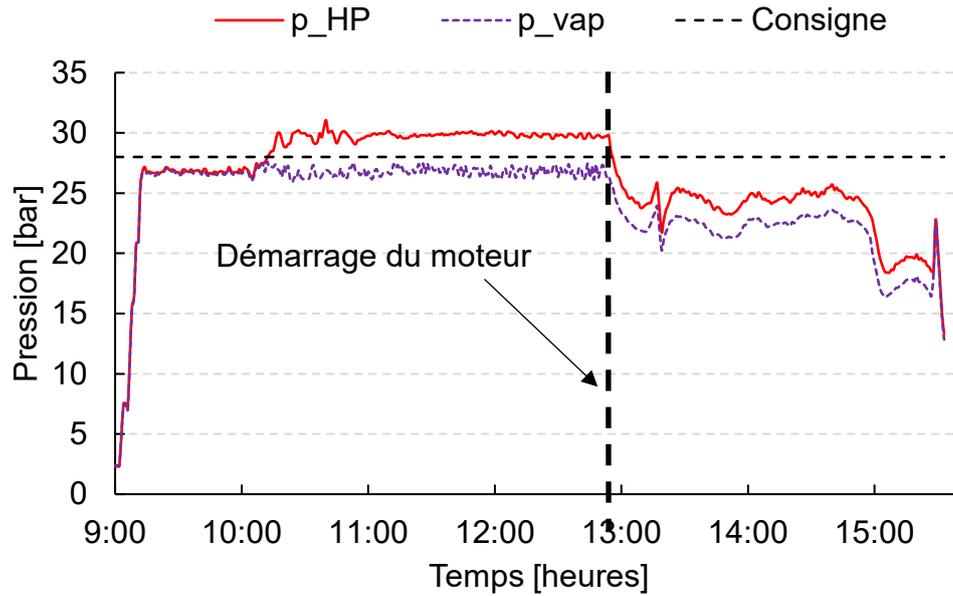


Figure 93 : Evolutions des pressions au cours l'essai du 17/10/2017

Afin d'obtenir un régime de surchauffe stabilisé dans la chapelle, la fréquence de la pompe a été diminuée manuellement jusqu'à une valeur du débit de 22 kg/h (Figure 94).

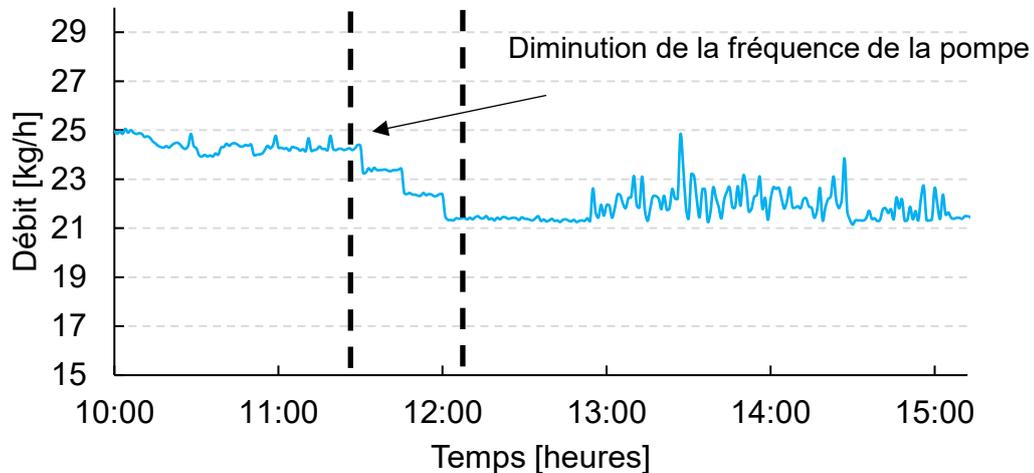


Figure 94 : Débit en sortie de pompe au cours de l'essai du 17/11/2017

3.5.2.3 Températures au sein du concentrateur

Pour cet essai, la lente montée en température (environ une heure pour atteindre la température de saturation en sortie de première ligne) est expliquée par un phénomène d'ombrage crée par les bâtiments voisins du prototype. A partir de 11 h, le régime de saturation est atteint en sortie de première ligne (Figure 95). La baisse de température à partir 12h50 est expliquée par la diminution de la pression dans le concentrateur suite au démarrage du moteur. Rappelons qu'à l'équilibre thermodynamique, en vapeur saturée, pression et température sont liées.

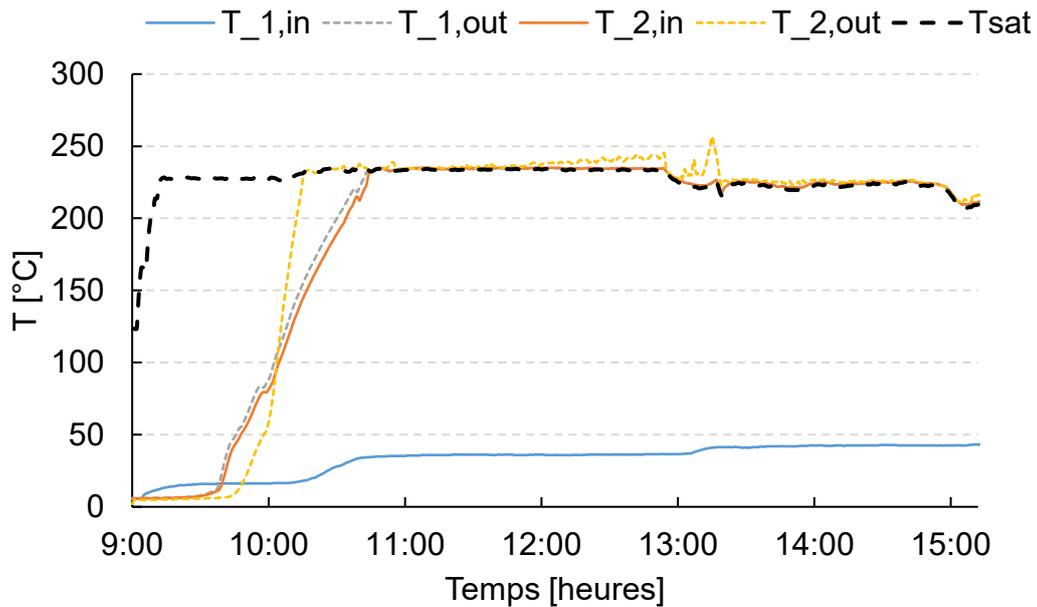


Figure 95 : Températures de l'eau au concentrateur au cours de l'essai du 17/11/2017

3.5.2.4 Circuit secondaire

Comme pour les essais précédents une régulation sur l'électrovanne de la boucle secondaire permet de maintenir la température en entrée de bloc condenseur/échangeur à plaques à une valeur de 45°C. Le débit d'eau dans le circuit secondaire est fixé à 0,35 kg/s.

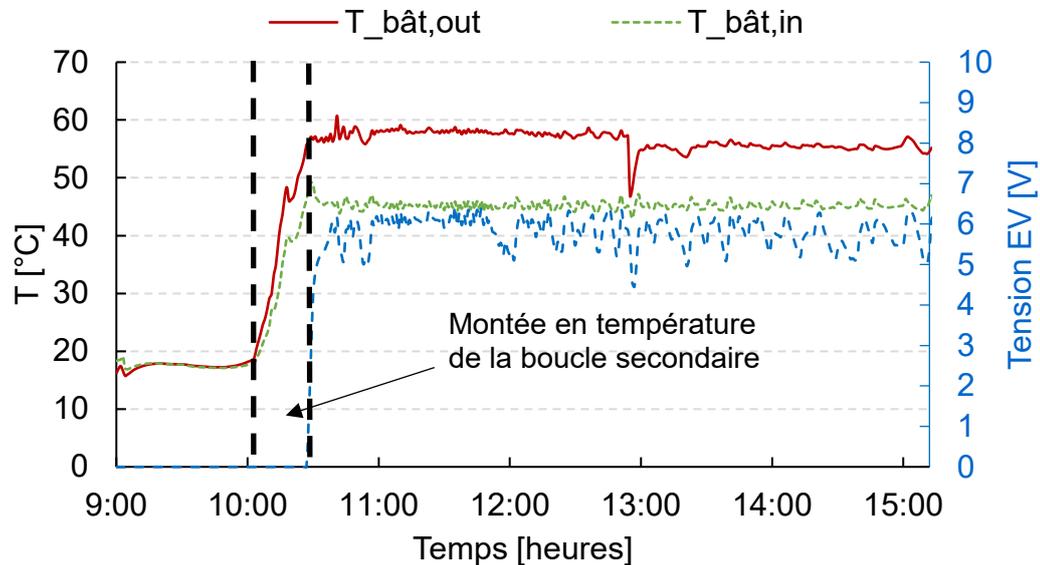


Figure 96 : Températures et débit de l'eau du circuit secondaire au cours de l'essai du 17/11/2017

La Figure 96 présente l'évolution des températures au niveau de l'échangeur. Le temps de montée en température est d'environ 20 min. Pour cet essai, la régulation à l'aide de l'électrovanne a été effective dès le début de l'essai, ainsi la température

de retour de la boucle secondaire n'excède pas 45 °C. Nous avons vu précédemment qu'il est possible d'augmenter cette température de retour si les besoins de chaleur sont plus élevés (voir Figure 54). La consigne de température de charge du ballon de stockage est fixée sur la vanne trois voies située sur la boucle secondaire. En théorie, il est possible d'atteindre des températures élevées étant donné que la vapeur est à température élevée en sortie de moteur (environ 100°C), soit la température de saturation correspondant à la pression de la bête.

La pression de la bête détermine la valeur de la température à l'échappement du moteur, et donc la température d'échange pour la récupération de la chaleur. Une augmentation de la pression dans la bête favorisera des températures élevées de retour d'eau vers le ballon mais diminuera les performances du moteur par diminution du ratio de pression. Le Tableau 10 fournit des valeurs de températures de la bête en fonction de la pression (*i.e.* valeur de la température de saturation de l'eau et de la pression correspondante). En pratique des fuites ont été observées au niveau de la bête et la pression est égale à 0,95 bar pour les essais présentés.

Pression [bar]	T _{sat} [°C]
0,2	60,1
0,4	75,9
0,6	85,9
0,8	93,5
1	99,6
1,2	104,8

Tableau 10 : Température de la bête en fonction de la pression

3.5.2.5 Bilan de puissance

L'évolution de la puissance incidente et de la puissance thermique récupérée au circuit secondaire est présentée par la Figure 97. La puissance récupérée par le bâtiment est égale à la puissance échangée au niveau de l'ensemble condenseur/échangeur à plaques. La baisse de la puissance à 12h50 est expliquée comme précédemment par l'inertie de la bête alimentaire.

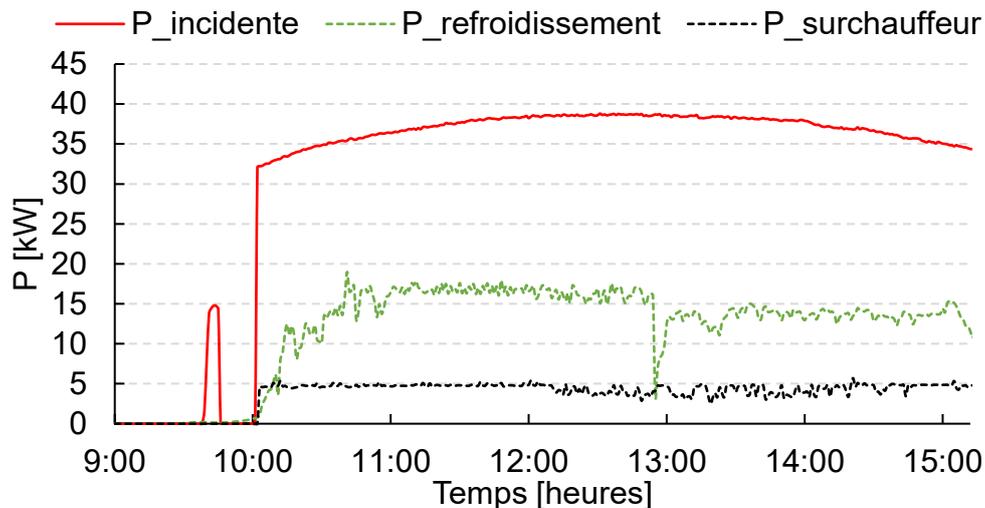


Figure 97 : Evolution des puissances de l'installation au cours de l'essai du 17/11/2017

3.5.2.6 Données moteur

Sur la Figure 98, la courbe en noir présente l'évolution de la température de saturation relative à la mesure de la pression dans le skid. Cette valeur de la pression n'est donc pas exactement la pression dans la chapelle. L'écart de la température mesurée dans la chapelle entre 10 h et 12 h peut être lié à des pertes de charge au niveau de la chapelle (environ 2 bars). A partir de 12 h, la diminution du débit permet d'atteindre le régime de surchauffe dans la chapelle. Ce régime est stable à partir de 12h20 (surchauffe d'environ 80°C).

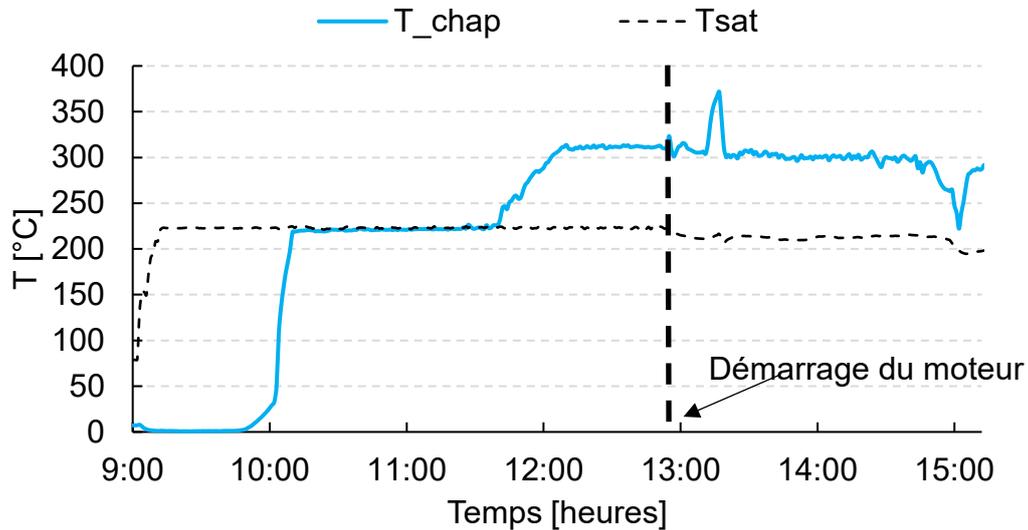


Figure 98 : Evolution de la température de la chapelle au cours de l'essai du 17/10/2017

Les conditions de fonctionnement de cet essai (Figure 99) permettent d'obtenir une plus grande puissance électrique (supérieure à 1 kW pendant environ 2 h). La régulation de la pression à l'aide du by-pass s'effectue une nouvelle fois difficilement. Comme précédemment On peut ici supposer que le débit d'admission du moteur est trop faible (environ 22 kg/h), ce qui entraîne une diminution de la pression au lancement de ce dernier. Cette faible valeur du débit d'admission requis pour atteindre le régime de surchauffe est expliquée par un rendement de champ solaire peu élevé.

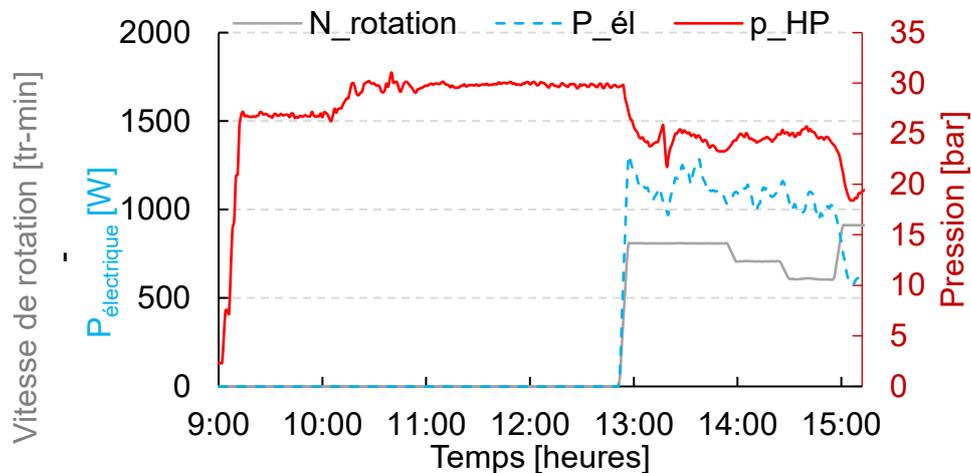


Figure 99 : Conditions de fonctionnement du moteur au cours de l'essai du 17/11/2017

3.5.2.7 Conclusions

On a pu constater que les performances du moteur ont pu être améliorées suite au remplacement des segments en céramique du moteur. En effet, la puissance du moteur excède 1 kW pendant 2 h au cours de cet essai ce qui n'était pas le cas précédemment. Malgré une pression faible à l'admission due à un rendement du champ solaire faible et des pertes convectives plus importantes dues à de faibles valeurs de la température ambiante, cet essai a permis de tester le fonctionnement de l'installation au cours d'une journée hivernale pour la première fois. Le Tableau 11 donne les valeurs instantanées, à 13h45, des différents rendements.

Définition	Valeur
$\eta_{él,global}$	2,6 %
$\eta_{th,global}$	33 %
$\eta_{él,cycle}$	5,6 %
$\eta_{th,cycle}$	71 %
$\eta_{total,global}$	36 %

Tableau 11 : Valeurs des différents rendements à 13h45, essai du 17/11/2017

Les mêmes remarques que précédemment peuvent être faites. En s'affranchissant des pertes solaires, le rendement global du cycle s'élève à 76,6%. Rappelons que ce rendement correspond à l'efficacité intrinsèque du cycle, sans considérer les pertes optiques et thermiques au niveau du champ solaire.

Conclusions

Après avoir présenté les différents éléments du micro-cogénérateur solaire, une caractérisation expérimentale a été proposée. Dans un premier temps, des essais de caractérisation du champ solaire ont eu pour objectif d'étudier le rendement de l'installation et son évolution. Par la suite, les conditions d'atteinte du régime de surchauffe en sortie de champ solaire ont été analysées afin d'étudier la faisabilité d'un fonctionnement de l'installation sans appoint électrique.

Nous avons pu démontrer que le régime de surchauffe présente d'importantes instabilités et nécessite une diminution du débit en entrée de champ solaire, préjudiciable aux performances du moteur à vapeur pour une installation en régime nominal.

La présentation des essais avec le moteur à vapeur met en évidence la difficulté de réguler la pression dans la chapelle. Pour la première fois des essais ont été effectués en période hivernale, ce qui est pertinent compte tenu des besoins en chauffage à cette période de l'année.

Il a été montré que l'atteinte du régime de surchauffe en sortie de champ solaire impliquait une diminution du débit et donc une faible efficacité de la conversion électrique par le moteur. De plus, en régime surchauffé, le concentrateur solaire possède un rendement moins bon dû à la chute du coefficient d'échange dans le tube absorbeur lorsque la vapeur est à l'état surchauffé.

Comme au cours des travaux précédents, le rendement électrique de l'installation est relativement peu élevé en comparaison aux autres technologies solaire comme le photovoltaïque par exemple est relativement peu élevé. Cependant, des niveaux importants de températures sont atteints en sortie de champ solaire avec cette technologie et peuvent être valorisés. Pour le cas de l'habitation, l'avantage d'une

élevée se situe principalement dans la possibilité de stockage de la chaleur dans un ballon afin de dé-corréler production et consommation de chaleur.

Afin de garantir les conditions d'admission nécessaires au bon fonctionnement du moteur, le choix d'ajouter un appoint de chaleur semble donc justifié. Une étude du couplage d'un tel système à un bâtiment à l'aide d'un logiciel de simulation thermique dynamique sera menée au chapitre 4.

Chapitre 3

Modélisation d'un micro-cogénérateur utilisant des ENR

Introduction.....	97
1 Concentrateur solaire.....	97
1.1 Introduction.....	97
1.2 Modèle simplifié de type « Frontière mobile ».....	98
1.3 Modèle statique avec loi de rendement.....	107
1.4 Comparaison des modèles	108
1.5 Conclusions	113
2 Moteur à vapeur.....	114
2.1 Introduction.....	114
2.2 Paramètres du modèle	114
2.3 Corrélations pour le moteur à vapeur.....	115
2.4 Comparaison entre résultats expérimentaux et des corrélations	115
3 Chaudière biomasse.....	118
3.1 Introduction.....	118
3.2 Description du modèle	119
3.3 Prise en compte de l'inertie thermique à l'arrêt et au démarrage ...	120
4 Echangeur.....	120
4.1 Introduction.....	120
4.2 Mise en équation	122
5 Couplage des modèles.....	122
5.1 Présentation du couplage	122
5.2 Comparaison des puissances (électriques et thermiques) mesurées et simulées.....	123
Conclusions	128

Introduction

Un des enjeux du développement des énergies renouvelables pour la production d'électricité et de chaleur dans le bâtiment est la modélisation des systèmes afin d'en évaluer les performances.

Pour le prototype MICOSOL, nous présentons dans ce chapitre une modélisation des différents éléments constituant son cycle thermodynamique. Celui-ci est composé principalement des éléments suivants : un évaporateur solaire (concentrateur cylindro-parabolique), un expasseur (moteur à vapeur d'eau), un échangeur thermique (ensemble condenseur, bêche à eau et échangeur à plaque), et une pompe.

Comme vu dans le chapitre précédent, le fonctionnement continu d'un tel équipement ne peut s'envisager qu'avec l'ajout d'un appoint de chaleur afin de pallier l'intermittence des apports solaires et d'assurer la continuité de la génération de vapeur. Dans le but de proposer une installation fonctionnant à partir d'énergies renouvelables, une chaudière biomasse est ajoutée. Ce générateur de vapeur biomasse remplace le surchauffeur électrique actuellement en place sur le prototype et doit avoir une puissance suffisante pour que l'installation fonctionne même pour un ensoleillement nul (30 kW environ).

Dans la suite de ce chapitre, nous présentons les différents modèles retenus ainsi que les résultats permettant de valider leur utilisation pour les simulations du fonctionnement du prototype et de son intégration au bâtiment. Les objectifs sont la réalisation de simulations annuelles ainsi que la détermination de solutions d'intégration de l'installation pour un bâtiment résidentiel. Les résultats fournis par le modèle sont principalement les puissances thermiques et électriques générées en fonction des données extérieures. Une attention particulière est portée à la modélisation de la génération directe de vapeur dans le concentrateur solaire. Cet aspect, abondamment abordé dans la littérature, est un point important dans la modélisation du prototype MICOSOL.

1 Concentrateur solaire

1.1 Introduction

La modélisation du concentrateur consiste en la détermination des propriétés de la vapeur en sortie de champ solaire (température, enthalpie, pression et débit) en fonction des données d'entrée (température de l'eau en entrée de champ solaire, débit, ensoleillement, température extérieure et pression dans le tube absorbeur). En génération directe de vapeur, il s'agit de contrôler les conditions de sortie de l'évaporateur soumis à une source chaude fortement intermittente.

Les deux principales méthodes de modélisation des écoulements diphasiques en régime dynamique sont les suivantes [111] :

- La méthode dite de la « frontière mobile » qui consiste à séparer les zones liquide, diphasique et vapeur surchauffée de l'évaporateur. Considérant que les phénomènes physiques sont très différents entre ces zones, et relativement semblables au sein de chaque zone, le modèle à frontière mobile définit chacune des zones de l'écoulement comme un volume de contrôle avec des conditions aux limites variables. Cette approche peut être utilisée pour des applications de contrôle [112] [113] ;
- Les modèles dits « de champ » qui consistent à discrétiser l'absorbeur en volumes élémentaires dans lesquels les phases liquides et vapeur sont

traitées séparément. Les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie sont alors résolues pour chaque volume élémentaire [96].

D'autres approches sont utilisées comme les modèles « 0D » qui consistent en la détermination du rendement de l'installation via des corrélations ou à partir de résultats expérimentaux [114] [115]. Ce sont a priori les approches les plus simples à mettre en œuvre.

Dans un objectif de modélisation sur de longues périodes, une modélisation fine serait trop coûteuse en temps de calcul et nécessiterait un calcul 3D afin de prendre en compte correctement les conditions aux limites. Pour l'application visée dans ces travaux (*i.e.* modélisation et stratégie d'intégration d'un micro-générateur solaire à l'habitat), cette approche ne sera pas retenue.

Néanmoins un modèle de type « frontière mobile » a été étudié. Des hypothèses simplificatrices ont été adoptées et seront détaillées par la suite. L'objectif est ici d'obtenir un modèle prenant en compte les principaux phénomènes physiques pour des temps de calculs raisonnables.

Enfin, un modèle de type 0D est présenté. Ce modèle a pour avantage d'être développé à partir des données du dispositif expérimental. En fonction des conditions de fonctionnement (ensoleillement, température de l'eau et température de l'air ambiant), le rendement du champ solaire est évalué à partir d'une loi polynomiale.

1.2 Modèle simplifié de type « Frontière mobile »

Comme indiqué précédemment, l'approche de type « frontière mobile » consiste à diviser le tube absorbeur en trois zones (liquide, diphasique et vapeur surchauffée). Notons que les longueurs de ces différentes zones varient en fonction des données d'entrée.

1.2.1 Hypothèses du modèle

Afin d'obtenir un modèle mobilisant peu de ressources de calcul, les hypothèses simplificatrices suivantes ont été adoptées :

- Le débit massique est constant en régime permanent au sein de l'absorbeur. Autrement dit, le débit de liquide est égal au débit de vapeur saturé (ou surchauffé) en sortie d'absorbeur. Cette hypothèse est importante car des travaux [101] ont montré l'apparition de variation de débit de vapeur en sortie en génération directe de vapeur dues à la condensation de la vapeur d'eau dans l'absorbeur ;
- La pression est constante dans l'écoulement. On néglige donc les pertes de charge dans l'absorbeur. Ainsi, l'ensemble des propriétés thermophysiques sont déterminées à la même pression ;
- La longueur totale du tube est supposée égale à la somme des deux lignes de concentrateur en série. Ainsi, les pertes thermiques sont négligées dans la tuyauterie raccordant les deux lignes ;
- L'inertie thermique de l'absorbeur est prise en compte en début de fonctionnement de l'installation par une loi de type réponse impulsionnelle de premier ordre ;
- Les apports solaires sont répartis de manière homogène sur la circonférence du tube absorbeur ;
- Pour la résolution, les termes radiatifs sont linéarisés ;

- On suppose que le flux solaire réparti de manière identique sur l'épaisseur du verre ;
- Les effets de masques ne sont pas pris en compte ;
- Le modèle est unidimensionnel et quasi-stationnaire.

1.2.2 Description mathématique

Le tube absorbeur est divisé en trois zones. Pour chaque zone, des bilans d'énergie sont réalisés sur le tube en verre, l'espace annulaire entre le tube en verre et le tube absorbeur, et entre le tube absorbeur et le fluide. La Figure 100 présente l'analogie électrique du modèle thermique développé.

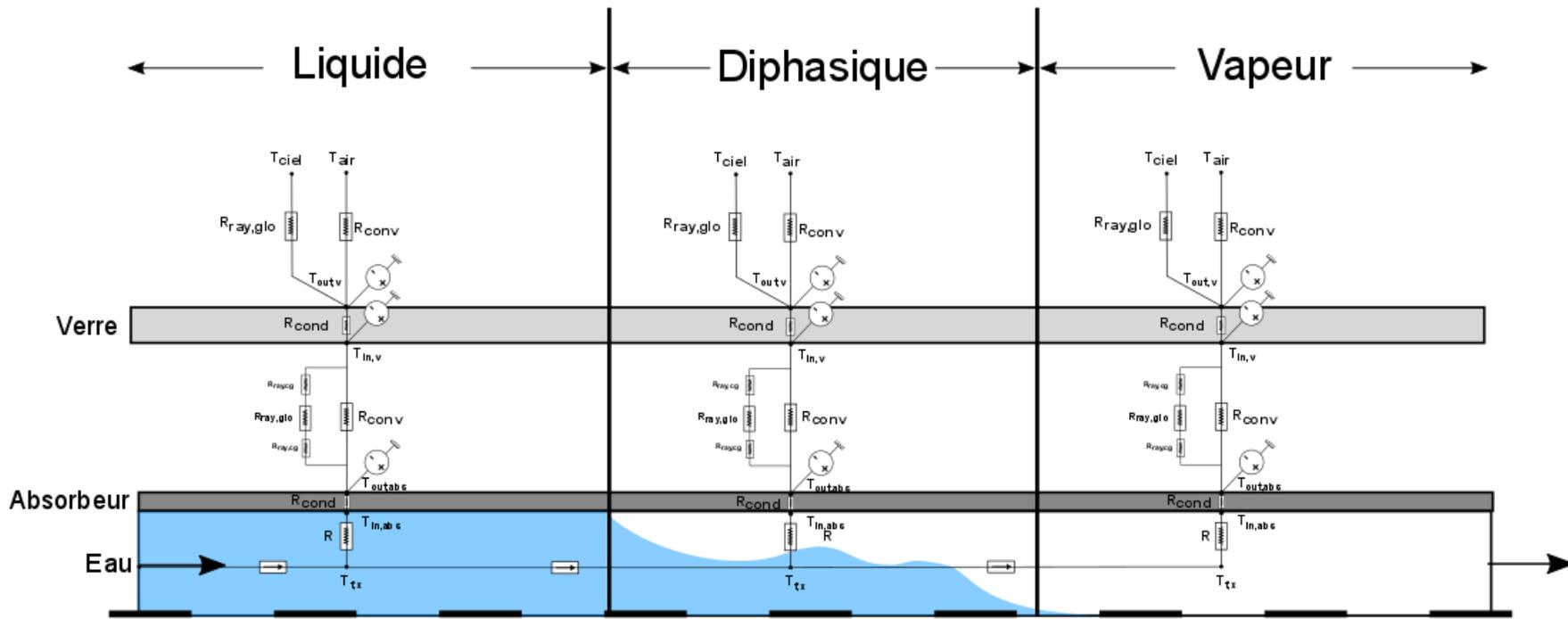


Figure 100 : Analogie électrique du modèle

Pour chaque zone, les bilans thermiques sont établis, en régime quasi-statique à chaque interface (air ambiant/verre, verre/espace annulaire, espace annulaire/absorbeur, absorbeur/fluide).

Bilan sur la surface extérieure du verre

Le premier bilan est réalisé sur la surface extérieure du verre. Le flux solaire incident est reçu par la surface supérieure du verre. Le flux de chaleur reçu par le verre est ensuite échangé par conduction à travers la paroi en verre ainsi que par convection avec l'air ambiant et par rayonnement vers la voûte céleste. Ainsi, on peut écrire, en utilisant les notations de la Figure 100 :

$$\begin{aligned} & \overbrace{\frac{\dot{Q}_{cond,verre}}{\ln\left(\frac{D_{verre,out}}{D_{verre,in}}\right)}(T_{verre,in} - T_{verre,out})} + \overbrace{\frac{\dot{Q}_{abs,verre}}{2} + \frac{\alpha_{verre,CLO}\eta_{opt}S_{miroir}DNI}{2}} \\ & + \overbrace{\sigma D_{verre,out} \pi L \varepsilon_{verre,GLO}(T_{ciel}^4 - T_{verre,out}^4)} + \overbrace{h_{conv,ext}S_{verre,out}(T_{ext} - T_{verre,out})} = 0 \end{aligned} \quad (24)$$

avec :

- $\dot{Q}_{cond,verre}$ le flux conductif à travers l'épaisseur de verre qui résulte du gradient de température existant au sein de celle-ci ;
- $\dot{Q}_{abs,verre}$ le flux solaire incident absorbé par la paroi, il résulte de la réflexion des rayons solaires sur le miroir du concentrateur;
- $\dot{Q}_{ray,verre-ext}$ le flux rayonné par la surface extérieure du verre vers le ciel ;
- $\dot{Q}_{conv,verre-ext}$ le flux convectif entre la paroi du verre et l'air ambiant.

Bilan sur la surface intérieure du verre

Le second bilan est réalisé sur la surface intérieure du verre. La seconde partie du flux solaire est incident sur la paroi de verre est absorbée par l'épaisseur interne de la paroi. Ce flux de chaleur est ensuite divisé en trois contributions : un flux conductif à travers la paroi en verre, un flux convectif entre la paroi et l'air de l'espace annulaire et un flux rayonné vers la paroi extérieure de l'absorbeur. Ainsi, on peut écrire :

$$\begin{aligned}
 & \overbrace{\frac{\sigma \pi D_{\text{absorbeur,out}} L}{1 + \frac{(1 - \varepsilon_{\text{verre,GLO}}) D_{\text{absorbeur,out}}}{\varepsilon_{\text{abs,GLO}} + \varepsilon_{\text{verre,GLO}} D_{\text{verre,in}}}}^{\dot{Q}_{\text{ray,verre-abs}}} (T_{\text{absorbeur,out}}^4 - T_{\text{verre,in}}^4) \\
 & + \frac{\dot{Q}_{\text{abs,verre}}}{2} \\
 & + \frac{\alpha_{\text{verre,CLO}} \eta_{\text{opt}} S_{\text{miroir}} \text{DNI}}{2} \\
 & + \overbrace{\pi D_h L h_{\text{conv,an}} (T_{\text{an}} - T_{\text{verre,in}})}^{\dot{Q}_{\text{conv,verre-an}}} + \underbrace{\frac{2\pi\lambda_{\text{verre}} L}{\ln\left(\frac{D_{\text{verre,out}}}{D_{\text{verre,in}}}\right)} (T_{\text{verre,in}} - T_{\text{verre,out}})}_{\dot{Q}_{\text{cond,verre}}} = 0
 \end{aligned} \tag{25}$$

avec :

- $\dot{Q}_{\text{ray,verre-abs}}$, le flux rayonné par la paroi extérieure de l'absorbeur vers la paroi intérieure du verre ;
- $\dot{Q}_{\text{conv,verre-an}}$ le flux convectif entre la paroi intérieure du verre et le gaz présent dans l'espace annulaire. Notons la détermination du coefficient d'échange convectif $h_{\text{conv,an}}$ dans l'espace annulaire (voir Annexe 1) est nécessaire pour le calcul de ce flux.

Bilan sur la surface extérieure de l'absorbeur

Le troisième bilan est réalisé sur la surface extérieure de l'absorbeur. Les mêmes hypothèses que pour la paroi en verre ont été appliquée à la paroi du tube absorbeur. Ainsi, le flux solaire transmis par le verre se retrouve, pour moitié, sur la surface externe de l'absorbeur, ainsi :

$$\begin{aligned}
 & \overbrace{\frac{\sigma \pi D_{\text{absorbeur,out}} L}{\varepsilon_{\text{abs,GLO}} + \frac{(1 - \varepsilon_{\text{verre,GLO}}) D_{\text{absorbeur,out}}}{\varepsilon_{\text{verre,GLO}} D_{\text{verre,in}}}}^{\dot{Q}_{\text{ray,verre-absorbeur}}} (T_{\text{verre,in}}^4 - T_{\text{absorbeur,out}}^4) \\
 & + \overbrace{\tau_{\text{verre}} \alpha_{\text{abs}} \eta_{\text{opt}} S_{\text{miroir}} \text{DNI}}^{\dot{Q}_{\text{abs,absorbeur}}} + \overbrace{\pi D_h L h_{\text{an}} (T_{\text{an}} - T_{\text{absorbeur,out}})}^{\dot{Q}_{\text{conv,abs-an}}} \\
 & + \frac{2\pi\lambda_{\text{abs}} L}{\ln\left(\frac{D_{\text{absorbeur,out}}}{D_{\text{absorbeur,in}}}\right)} (T_{\text{absorbeur,in}} - T_{\text{absorbeur,out}}) = 0 \\
 & \underbrace{\hspace{10em}}_{\dot{Q}_{\text{cond,absorbeur}}}
 \end{aligned} \tag{26}$$

avec :

- $\dot{Q}_{\text{abs,absorbeur}}$, le flux solaire transmis par le verre et absorbé à la surface de l'absorbeur ;

- $\dot{Q}_{cond,absorbeur}$, le flux conductif à travers l'épaisseur de l'absorbeur.

Bilan sur la surface intérieure de l'absorbeur

Le quatrième bilan est réalisé sur la surface intérieure de l'absorbeur. On écrit ici que le flux conductif dans l'absorbeur est égal au flux convectif dans le fluide, soit :

$$\underbrace{\dot{Q}_{conv,f-absorbeur}}_{h_f D_{abs,in} \pi L (T_{f,i} - T_{absorbeur,in})} + \underbrace{\dot{Q}_{cond,absorbeur}}_{\frac{2\pi\lambda_{absorbeur}L}{\ln\left(\frac{D_{absorbeur,out}}{D_{absorbeur,in}}\right)} (T_{absorbeur,in} - T_{absorbeur,out})} = 0 \quad (27)$$

avec, $\dot{Q}_{conv,f-absorbeur}$, le flux convectif entre le fluide circulant dans l'absorbeur et la surface intérieur.

Bilan sur le fluide circulant dans l'absorbeur

Le cinquième bilan quantifie le flux de chaleur fourni au fluide au sein de l'absorbeur. On a donc :

$$\underbrace{\dot{Q}_{conv,f-abs}}_{h_{conv,f} D_{abs,in} \pi L (T_{abs,in} - T_{f,i})} + \dot{m}_f C_{p,f} (T_{f,i-1} - T_{f,i}) = 0 \quad (28)$$

Notons que ce dernier bilan varie en fonction de la zone considérée puisque le coefficient d'échange convectif entre la paroi interne de l'absorbeur et le fluide varie en fonction de la nature de ce dernier. Le Tableau 12 présente les corrélations utilisées pour les coefficients d'échange monophasique [116].

	Re<2300	Re>2300
Zone monophasique	$Nu = 4,36$	$Nu = 0,023 Pr^{0,4} Re^{0,8}$
	$h_{mono} = Nu \left(\frac{\lambda_{mono}}{d_{in,abs}} \right)$	$h_{mono} = Nu \left(\frac{\lambda_{mono}}{d_{in,abs}} \right)$

Tableau 12 : Corrélations pour le coefficient d'échange convectif monophasique

Pour la détermination du coefficient d'échange diphasique, la corrélation de Chen [117] [118] est utilisée. Cette corrélation est fréquemment utilisée lorsqu'il s'agit de caractériser les échanges convectifs à l'ébullition. Cette corrélation considère que l'ébullition est régie par deux phénomènes : la convection forcée et l'ébullition saturée. Ainsi, le coefficient d'échange diphasique est défini comme la somme de deux termes :

$$h_{diph} = Sh_{nucl,boil} + Fh_{mono} \quad (29)$$

Dans l'équation (28), $h_{nucl,boil}$ correspond au coefficient d'échange à l'ébullition saturée et h_{mono} correspond au coefficient d'échange en convection forcée. Le coefficient d'échange pour l'ébullition saturée est défini par la corrélation de Forster et Zuber [119]:

$$h_{nucl,boil} = 0,00122 \left(\frac{\lambda_l^{0,79} c_{p,l}^{0,45} \rho_l^{0,49} g^{0,25}}{\sigma_s^{0,5} \mu_l^{0,29} h_{lg}^{0,24} \rho_{vap}^{0,24}} \right) \Delta T_e^{0,24} \Delta P_e^{0,75} \quad (30)$$

avec : $\Delta T_e = T_w - T_{sat}$

où :

- T_w est la température de paroi
- T_{sat} est la température de saturation
- ΔP_e est l'écart de pression saturante correspondant à ΔT_e
- σ_s est la tension superficielle à l'interface liquide/vapeur

Les autres grandeurs utilisées ainsi que leurs indices sont répertoriées dans la nomenclature.

Le coefficient d'échange pour la convection forcée est calculé par la corrélation fréquemment utilisée de Dittus et Boelter [120] :

$$h_{mono} = 0,023 Re_l Pr_l \left(\frac{\lambda_l}{D_h} \right) \quad (31)$$

$$\text{avec : } Re_l = \left(\frac{(1-x)GD_h}{\mu_l} \right)$$

Pour finir, Chen [118] introduit le facteur de Reynolds F et le facteur de suppression S qui pondèrent l'influence de chaque terme, $h_{nucl,boil}$ et h_{mono} , dans le coefficient d'échange global. En effet, en cas de faibles débits et de faible titre de vapeur, le mécanisme d'ébullition joue un rôle relativement important, alors qu'en cas de débits élevés et de titre de vapeur élevé, l'ébullition est supprimée et le mécanisme de transfert de chaleur convectif devient de plus en plus important. Différentes équations sont disponibles pour calculer ces facteurs S et F, nous proposons ici des corrélations fréquemment utilisées :

$$S = \frac{1}{1 + 2,53 \cdot 10^{-6} Re_{liq}^{1,17}} \quad (32)$$

$$F = \begin{cases} 2,35 \left(\frac{1}{X_{tt}} + 0,213 \right)^{0,736} & \text{si } \frac{1}{X_{tt}} > 0,1 \\ 1 & \text{si } \frac{1}{X_{tt}} < 0,1 \end{cases} \quad (33)$$

$$\text{avec : } X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_{vap}}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_{vap}} \right)^{0,1}$$

Re est le nombre de Reynolds, Nu le nombre de Nusselt et Pr le nombre de Prandtl. Pour chaque zone du tube absorbeur (liquide/diphase/vapeur), les équations de bilans sont écrites sous forme matricielle. A ce niveau, des hypothèses sur la température du fluide dans le tube absorbeur doivent être adoptées afin de fermer le système d'équations. Ainsi on a supposé :

Pour la zone liquide, la résolution des bilans précédemment établis est réalisée en considérant que le fluide est à la température moyenne constante suivante :

$$\bar{T}_{liq} = \frac{T_{in} + T_{sat}}{2} \quad (34)$$

Pour la zone diphasique, les bilans écrits en enthalpie sont résolus en supposant que le fluide est à l'enthalpie massique constante suivante :

$$\bar{h}_{diph} = \frac{h_{liq}(P) + h_{vap}(P)}{2} \quad (35)$$

Les coefficients présents dans les matrices sont les résistances thermiques définies en Annexe 1. La résolution des systèmes précédents nous permet de déterminer la longueur de chaque zone :

$$L_1 = \frac{\dot{m}_f C_p (T_{sat} - T_{in})}{\pi h_{conv,int} D_{in,abs} \left(T_{abs,in} - \left(\frac{T_{sat} + T_{in}}{2} \right) \right)} \quad (36)$$

$$L_2 = \frac{\dot{m}_f (h_{vap}(P) - h_{liq}(P))}{\pi h_{conv,2p} D_{in,abs} (T_{abs,in} - T_{sat})} \quad (37)$$

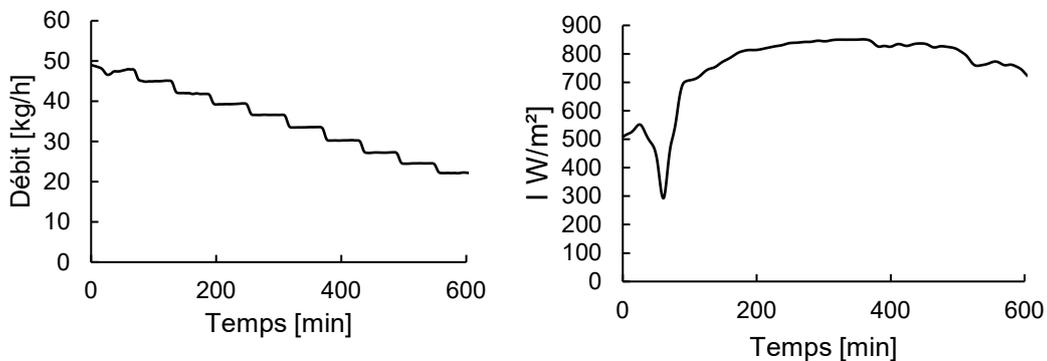
où :

- L_1 désigne la longueur de la zone liquide. L'origine étant située à l'entrée du tube absorbeur. L_1 correspond à la longueur à partir de laquelle la première bulle de vapeur apparaît ;
- L_2 correspond la longueur de la zone diphasique. A partir de la longueur L_1+L_2 , tout le liquide s'est évaporé, la vapeur est à l'état surchauffée.

1.2.3 Résultats

Les résultats du modèle sont présentés par la Figure 101. Pour des conditions de débit et d'ensoleillement représentées en noir, nous comparons les résultats expérimentaux aux résultats du modèle. La température de sortie de la première ligne du concentrateur est représentée en bleue, celle de sortie de la seconde ligne en rouge. Les résultats du modèle sont tracés en pointillés. Le rendement optique du concentrateur solaire est un paramètre du modèle développé. En accord avec les résultats expérimentaux, nous avons considéré une valeur de 0,6 dans les calculs.

Des créneaux sur le débit ont été réalisés dans le but d'observer une transition de régime en sortie de concentrateur. En effet, à ensoleillement constant, le régime de vapeur surchauffée en sortie de champ solaire peut être atteint en diminuant le débit de liquide injecté dans l'absorbeur.



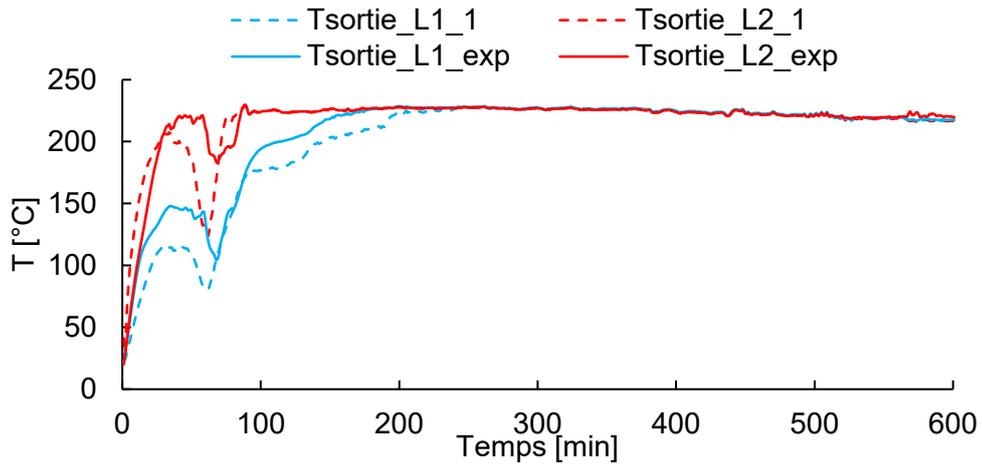
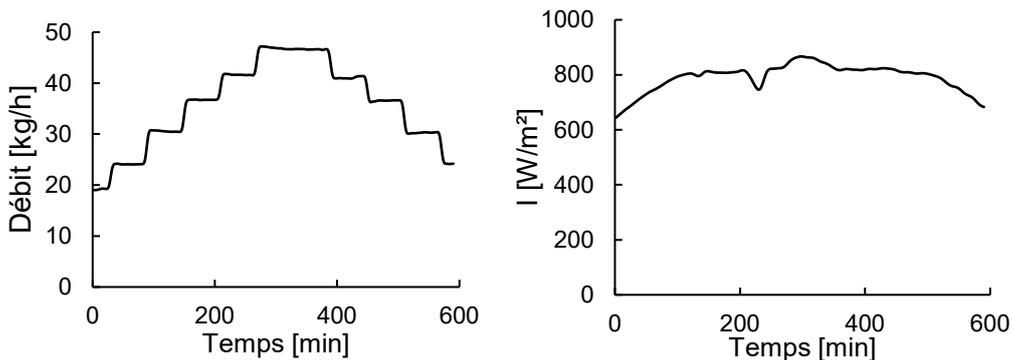


Figure 101 : Résultats du modèle et expérimentaux, essai du 16 juin 2017

En début d'essai, une chute de l'ensoleillement conduit à une diminution de la température à la sortie de chaque ligne du concentrateur. Ce phénomène est bien reproduit par le modèle. Notons cependant une déviation des valeurs pouvant aller ponctuellement jusqu'à 30 % d'erreur entre les résultats expérimentaux et ceux du modèle. La non prise en compte des phénomènes inertiels du tube absorbeur ainsi que l'hypothèse du régime permanent peuvent être à l'origine de ces écarts.

L'essai mené le 1^{er} juin 2017 est synthétisé par la Figure 102. Pour cet essai, des créneaux à débit constant d'une durée d'une heure ont été effectués. Une première phase a été réalisée pour des débits croissant de 20 kg/h à 45 kg/h environ. Ensuite, les mêmes créneaux ont été réalisés de manière décroissante. L'objectif de cet essai était d'identifier des transitions de phases en sortie des lignes de concentrateur.

En effet, les conditions de vapeur saturée empêchent la mise en place de bilan d'énergie simple et ainsi la détermination des performances de l'installation. Ainsi, une transition de régime en sortie de ligne (ici transition vapeur saturée/liquide) représente une information importante sur la dynamique de l'installation.



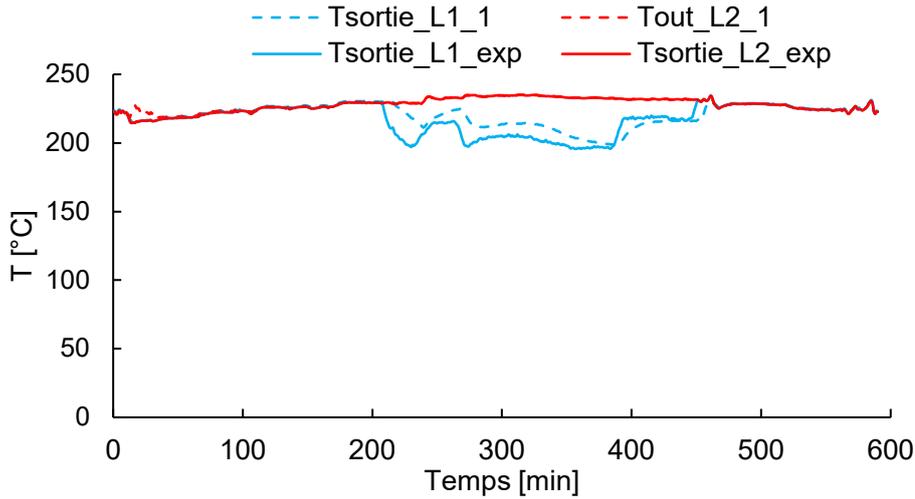


Figure 102 : Résultats du modèle et expérimentaux, essai du 1^{er} juin 2017

On observe à partir de 200 min après le début de l'essai une décroissance de la température en sortie de première ligne. Cet essai a été réalisé dans des conditions saturées en sortie de champ solaire. Ainsi, la température de sortie de deuxième ligne est égale à chaque instant à la température de saturation. Lorsque la température en sortie de première ligne devient inférieure à la température de saturation, on peut donc affirmer que l'eau est à l'état liquide.

D'un point de vue qualitatif, le modèle identifie bien cette transition et calcule une température de liquide relativement proche de la température mesurée. Pour cet essai, la précision du modèle est donc satisfaisante.

1.2.4 Conclusions

Un modèle simplifié de type frontière mobile a été développé dans le but de permettre une estimation des performances du concentrateur dans le but de modéliser l'ensemble du micro-cogénérateur. Le modèle respecte la dynamique du système et permet une estimation convenable de la température de sortie en sortie de chaque ligne de concentrateur. Des imprécisions dues à des incertitudes sur l'estimation du rendement optique ainsi qu'une prise en compte incomplète des phénomènes d'inertie sont les points faibles du modèle.

1.3 Modèle statique avec loi de rendement

Le modèle statique du concentrateur solaire est décrit par la loi de rendement fournie par la norme EN 12975 [121]. Cette loi de rendement, fréquemment utilisée pour caractériser les installations solaires [122], exprime le rendement du concentrateur sous forme polynomiale :

$$\begin{aligned} \eta_{sol} &= \frac{P_{th,sol}}{P_{tot,sol}} = \frac{\dot{m}(h_{out,sol} - h_{in,sol})}{S_{sol}I} \\ &= \eta_0 - a_1 \left(\frac{\bar{T}_m - T_{ext}}{I} \right) - a_2 I \left(\frac{\bar{T}_m - T_{ext}}{I} \right)^2 \end{aligned} \quad (38)$$

$$\text{avec } \bar{T}_m = \frac{T_{out} + T_{in}}{2} \quad (39)$$

Les travaux réalisés précédemment par Bouvier [123] ont montré que le second terme faisant intervenir le coefficient quadratique de transfert thermique a_2 pouvait être négligé. Suite à un travail de caractérisation expérimentale du champ solaire, Bouvier a établi l'expression suivante pour le rendement du concentrateur :

$$\eta_{sol} = 0,60 - 0,81 \left(\frac{\bar{T}_m - T_{ext}}{I} \right) \quad (40)$$

avec $\bar{T}_m = \frac{T_{sat} + T_{in}}{2}$

et où T_{sat} est la température de saturation, T_{ext} , la température extérieure, T_{in} la température de l'eau à l'entrée du concentrateur et I l'irradiance normale directe.

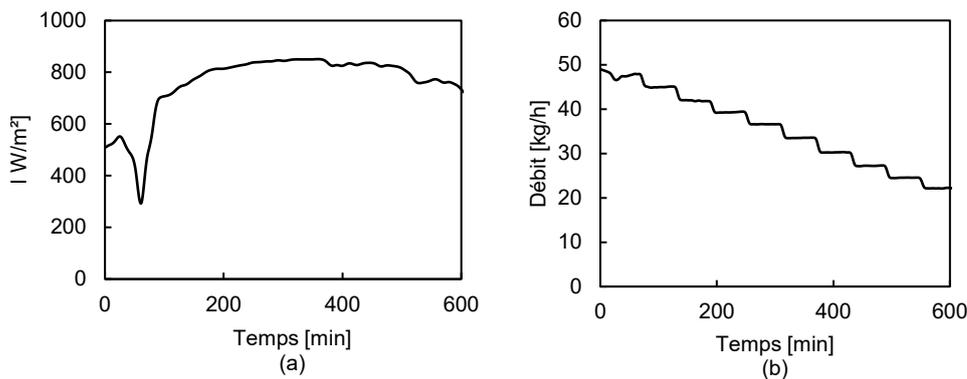
Usuellement, la moyenne des températures du fluide entre l'entrée et la sortie du champ solaire est calculée pour déterminer le rendement solaire. En génération directe de vapeur, le fluide est à l'état de vapeur saturée en sortie de concentrateur et en condition normale d'opération. Nous avons donc fait le choix de considérer la température de sortie égale à la température de saturation pour le calcul du rendement.

1.4 Comparaison des modèles

Nous comparons dans cette section les deux modèles précédents. Pour cela, l'évolution des températures au niveau du concentrateur en sortie de première et de seconde ligne de concentrateur est présentée. Pour chaque mesure, les résultats des deux modèles sont confrontés.

Notons qu'il serait plus approprié de comparer les valeurs d'enthalpie en sortie de chaque ligne car il s'agit de la donnée utilisée pour réaliser des bilans d'énergie. Cependant, il est difficile de mesurer l'enthalpie en sortie de concentrateur lorsque la vapeur est saturée. En effet, l'enthalpie est alors une fonction du titre de vapeur et de la pression.

Sans capteur permettant de mesurer le titre vapeur en sortie de chaque ligne, il n'est pas possible de déterminer l'enthalpie. La température étant directement mesurable sur l'installation, nous avons choisi d'utiliser cette grandeur pour comparer les modèles.



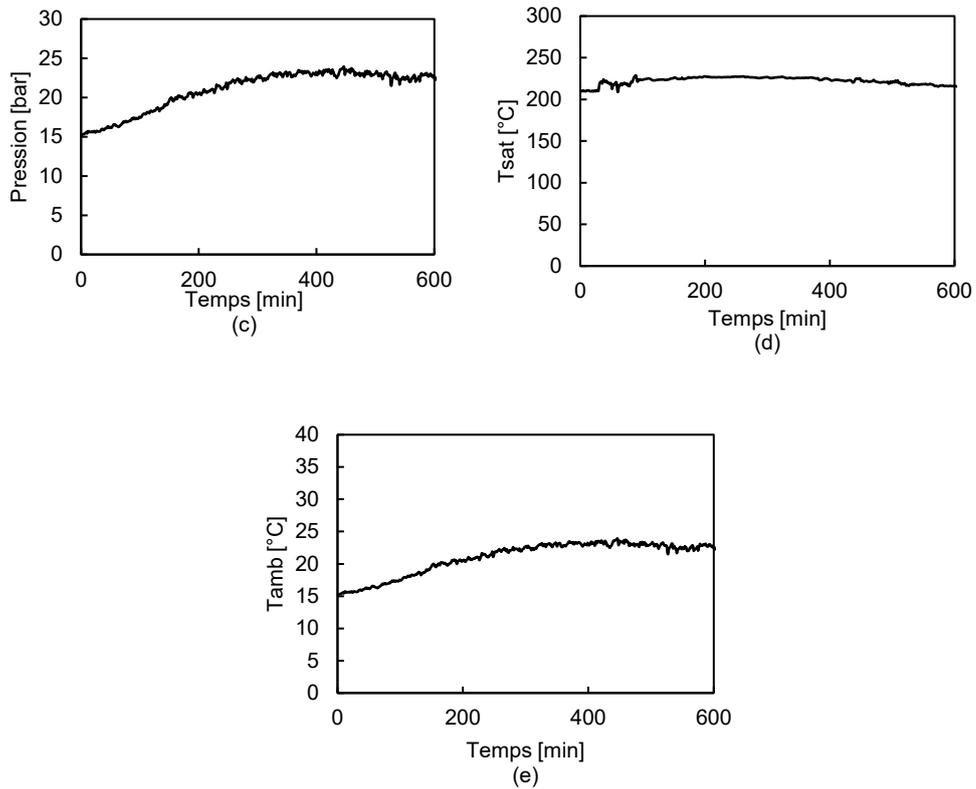


Figure 103 : Données extérieures pour l'essai du 16 juin 2017

Nous rappelons en Figure 103 les conditions extérieures de l'essai. La régulation de la pression a été assurée par la vanne de déverse. Pour une pression de consigne de 20 bars, la vanne de déverse permet une régulation peu précise mais à l'avantage de ne pas perturber l'écoulement en sortie de champ solaire. Nous comparons les températures de sortie de chaque ligne au cours de la journée pour les deux modèles étudiés (Figure 104). Le modèle « frontière mobile » est représenté en rouge et porte l'indice 1, le modèle polynomial est représenté en pointillés bleu et porte l'indice 0.

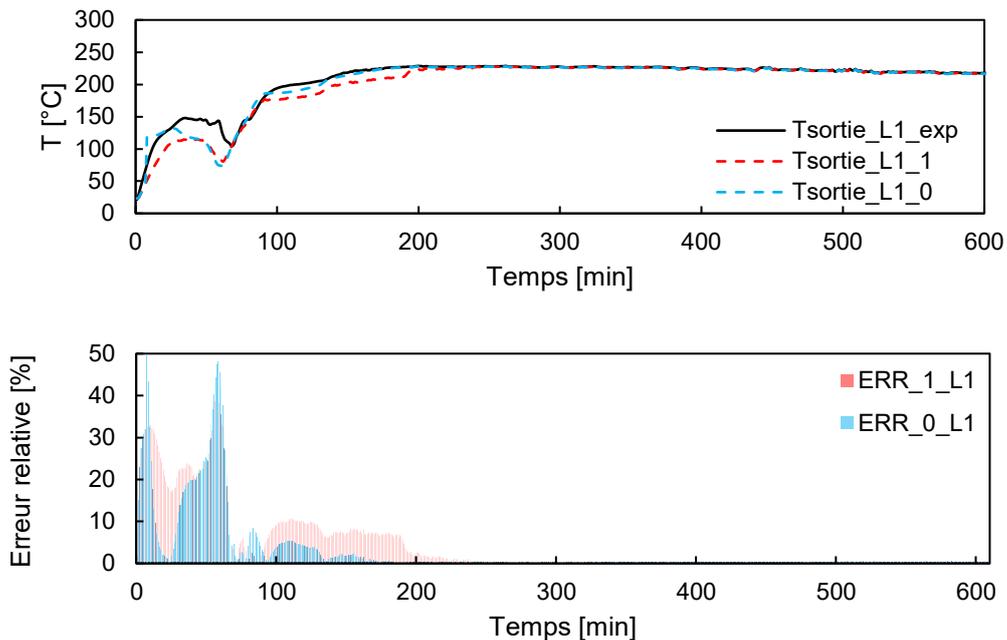


Figure 104 : Comparaison des températures en sortie de première ligne et erreurs relatives correspondantes, essai du 16 juin 2017

En début d'essai, les températures de sortie des deux modèles présentent d'importantes erreurs (supérieures à 20 %). Comme précédemment, des erreurs de suivi solaire et la non prise en compte de l'inertie thermique de l'acier de l'absorbeur peuvent expliquer cette déviation. Afin de prendre en compte les phases de démarrage de l'installation, une montée en température exponentielle (système du premier ordre) a été ajoutée pour le modèle à frontière mobile (Figure 105).

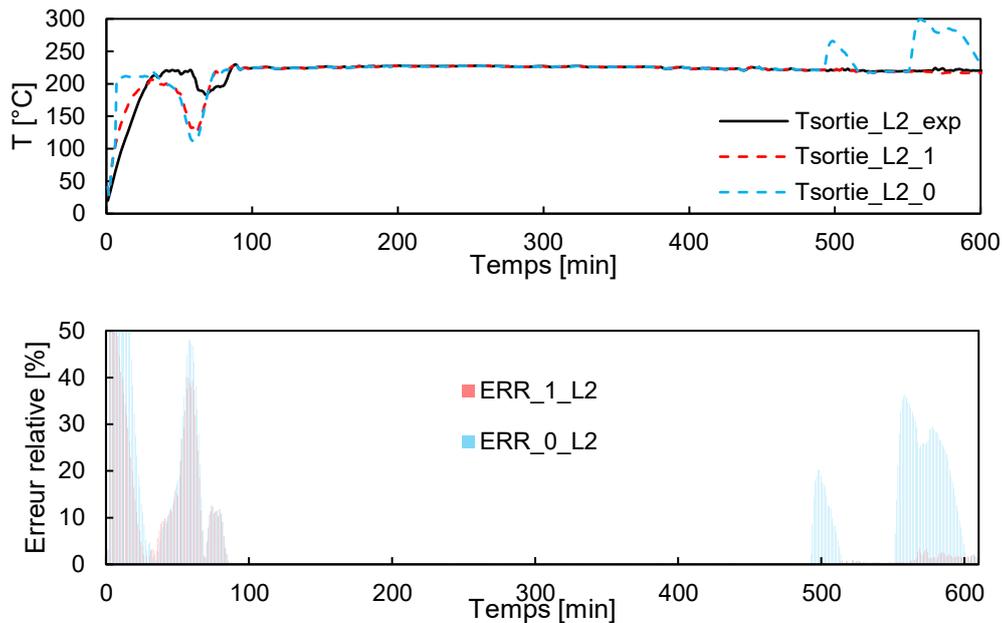


Figure 105 : Comparaison des températures en sortie de seconde ligne et erreurs relatives correspondantes, essai du 16 juin

En sortie de seconde ligne, le modèle à frontière mobile permet de mieux estimer la montée en température en début d'essai. En fin d'essai, le modèle polynomial prévoit l'atteinte du régime de surchauffe à faible débit, ce qui n'est pas observé expérimentalement. Dans ces conditions, on peut supposer que les pertes thermiques du modèle sont sous-estimées. Nous pouvons donc conclure que le modèle polynomial n'est pas valable pour des débits trop faibles (inférieurs à 24 kg/h).

Les conditions extérieures de l'essai du 1^{er} juin sont présentées par la Figure 106. Les données d'ensoleillement et de pression ont déjà été présentées à la sous-section 1.2.3.

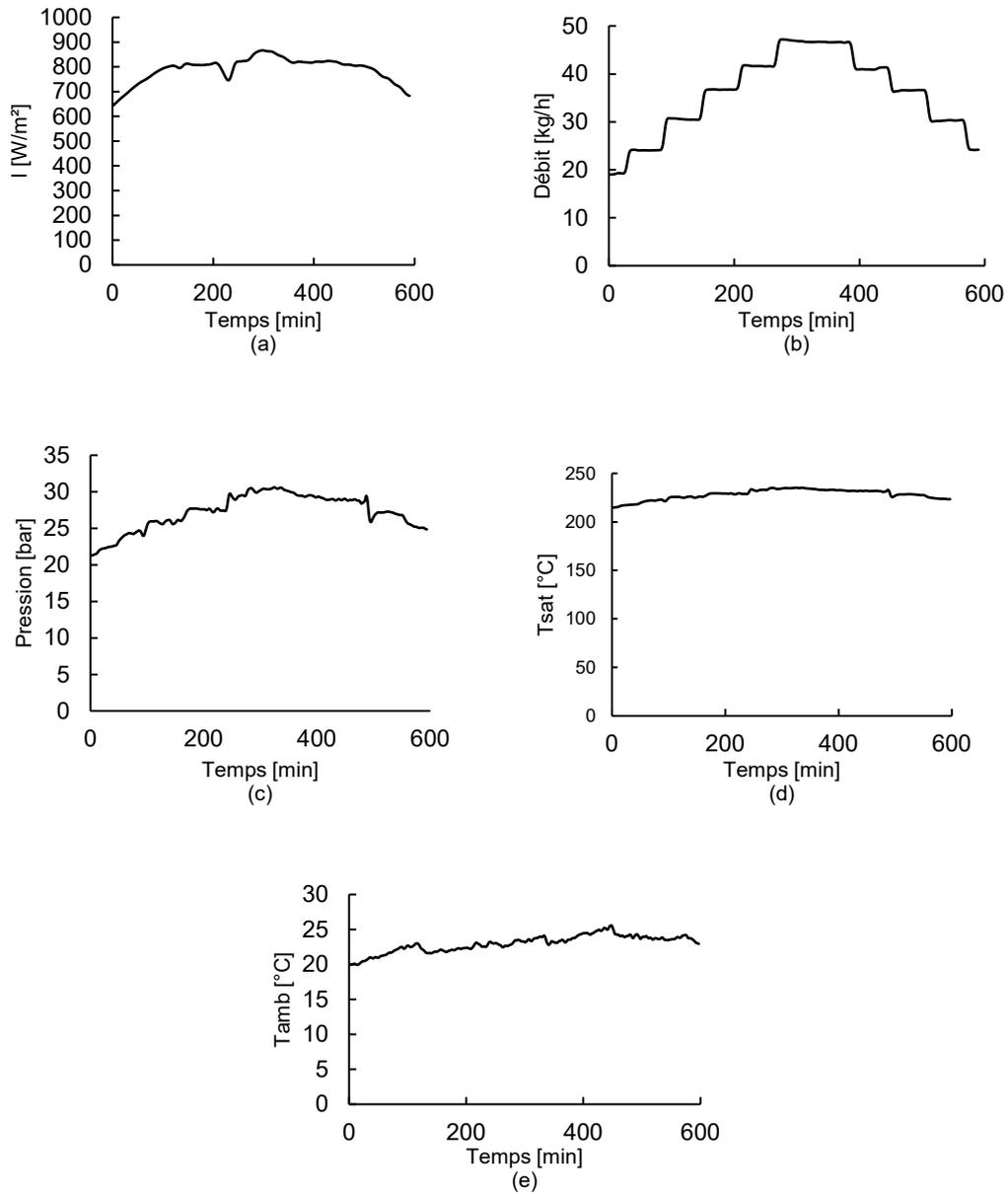


Figure 106 : Données météorologiques pour l'essai du 1^{er} juin

La pression dans le champ solaire est régulée par la vanne de déverse et la pression de consigne était de 20 bars. Ainsi, la pression est fluctuante au-dessus de la valeur de consigne et varie entre 20 et 30 bars. Ces fluctuations de pression impactent peu la valeur de la température de saturation qui, pour ces valeurs de pression, est de l'ordre de 230 $^{\circ}C$. Enfin, la température ambiante est stable pour les neuf heures d'essais (20 $^{\circ}C$ environ).

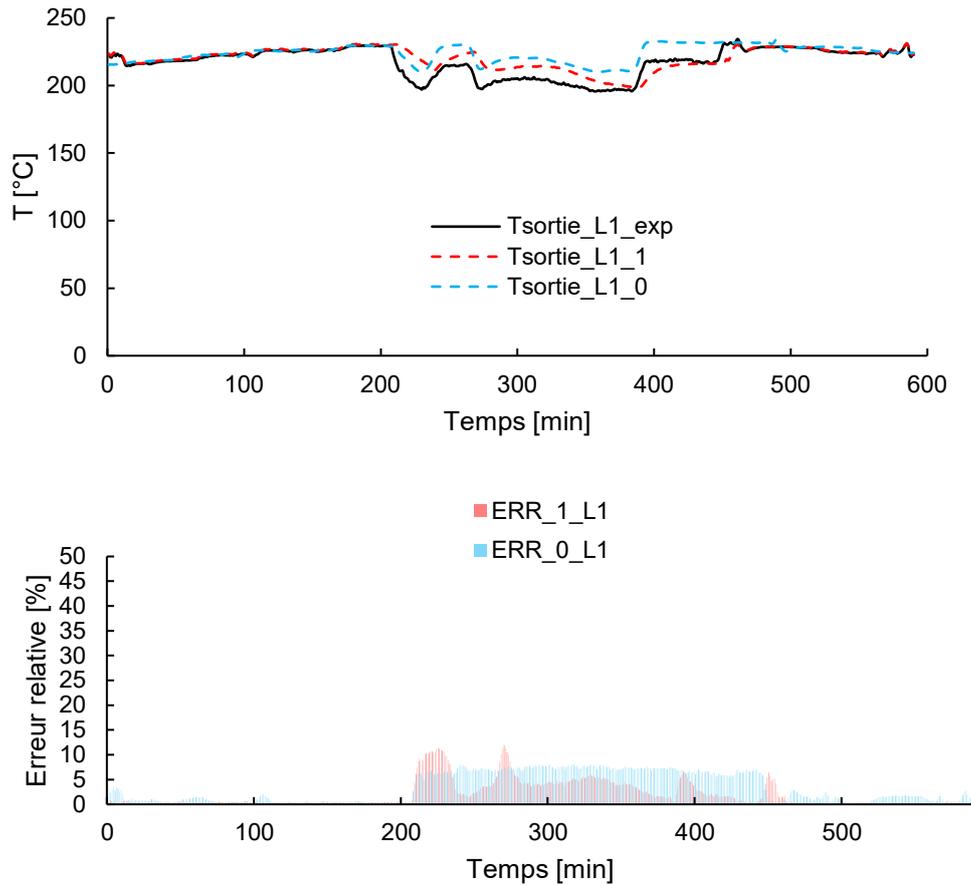


Figure 107 : Comparaison des températures en sortie de première ligne et erreurs relatives correspondantes, essai du 1^{er} juin

Comme discuté en section 1.2.3, cet essai présente une transition de régime liquide/vapeur en sortie de première ligne. En génération directe de vapeur, il s'agit d'une caractéristique intéressante permettant de discuter de la précision de nos modèles.

Depuis le début de l'essai jusqu'à 200 min environ (Figure 107), les deux modèles prévoient bien le régime saturé. A partir de 200 min, le débit dans le champ solaire devient important (supérieur à 40 kg/h) et l'apport solaire n'est plus suffisant pour vaporiser l'eau dans la première ligne. Ainsi, la température décroît et devient inférieure à celle de saturation. Cette tendance est bien reproduite par les deux modèles qui prévoient une transition de régime au même instant.

Globalement, la précision du modèle polynomial (en bleu) est moins bonne que celle du modèle à frontière mobile (en rouge). On peut supposer que les déviations observées lors de la transition de régime en sortie de première ligne sont dues à une variation du rendement optique de l'installation causé soit par des imprécisions du système de suivi solaire, soit par l'encrassement des miroirs.

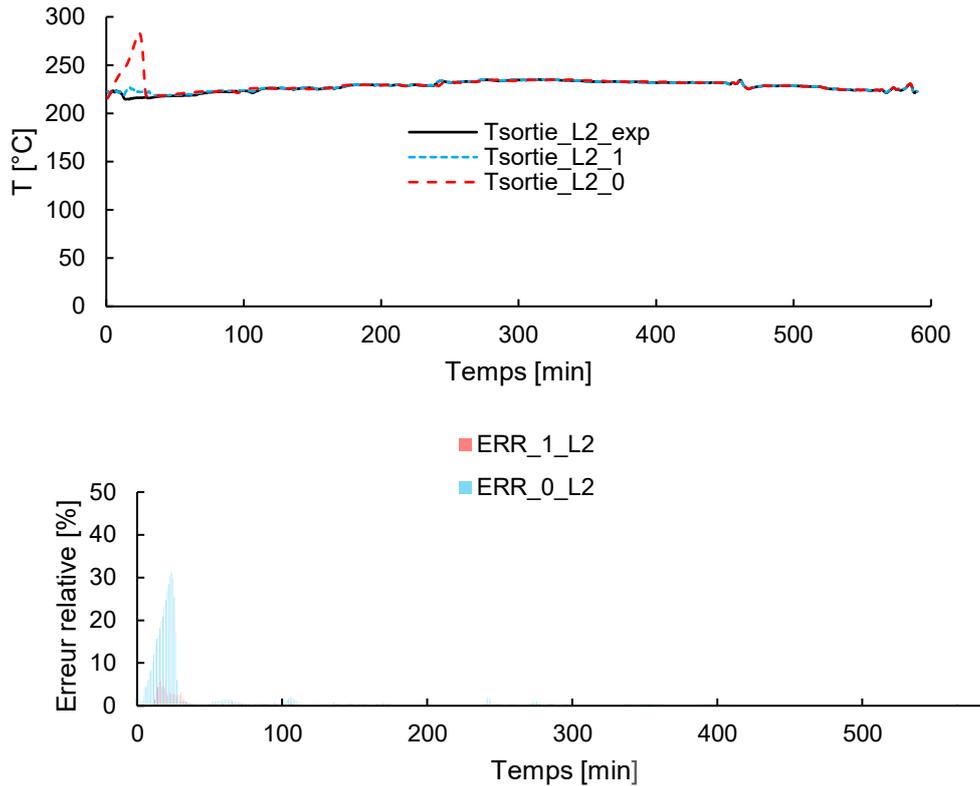


Figure 108 : Comparaison des températures en sortie de seconde ligne et erreurs relatives correspondantes, essai du 1^{er} juin

Concernant le tracé des températures en sortie de seconde ligne et les erreurs réalisées par les modèles (Figure 108) peu d'informations peuvent être extraites à partir de 30 min après le début d'essai car les deux modèles prévoient le régime saturé en sortie de champ solaire. Cependant en début d'essai, pour un débit de 18 kg/h et un ensoleillement d'environ 700 W/m², le modèle polynomial prévoit l'atteinte du régime de surchauffe ce qui n'est pas observé expérimentalement. Cette considération conduit à supposer que le modèle à frontière mobile apporte un gain en précision.

1.5 Conclusions

Pour la modélisation de l'ensemble du micro-cogénérateur, nous avons choisi de conserver la loi de rendement polynomiale qui, bien que moins précise, permet une estimation convenable de la puissance solaire transmise au fluide et semble plus compatible avec une modélisation allant jusqu'au couplage de l'installation au bâtiment. En effet, le modèle « frontière mobile » conduirait à des temps de calcul trop importants pour une telle utilisation. Cependant, il permet une description plus précise des phénomènes physiques à l'évaporateur. Il est par exemple possible de calculer les coefficients d'échange convectifs et les pertes thermiques vers l'extérieur en fonction de la vitesse du vent avec ce modèle.

Le temps de calcul pour une journée avec le modèle à frontière mobile est d'environ 10 s avec un ordinateur HP Z800 muni de deux processeurs Intel® Xeon® CPU E5640 de 2,66 GHz alors que ce calcul est quasi-instantané (de l'ordre du dixième de seconde) pour le modèle polynomial. Pour la simulation du couplage du micro-cogénérateur à un bâtiment via une modélisation thermique

d'un bâtiment, coûteuse elle aussi en temps de calcul, le choix du modèle polynomial semble donc judicieux.

Nous garderons à l'esprit au cours de la présentation des résultats que le modèle de concentrateur sera valable dans le cas stationnaire et les résultats pour une simulation dynamique de l'installation nous conduira inévitablement à des erreurs de précision.

2 Moteur à vapeur

2.1 Introduction

La modélisation du moteur à vapeur proposée dans cette section s'appuie sur le travail de thèse de Quoilin [124]. Afin de réaliser une modélisation générique des expanseurs, l'auteur propose une description polynomiale du rendement du moteur et du taux de remplissage de l'expanseur. En effet, dans le cas où les échanges thermiques avec l'ambiance sont négligés, les performances d'un expanseur peuvent être décrites par ces deux grandeurs :

$$\eta_{\text{exp}} = f(r_p, \rho_{in}, N) \quad (41)$$

$$FF = f(\rho_{in}, N) \quad (42)$$

où r_p est le rapport de pression (rapport entre la pression à l'admission et à l'échappement), ρ_{in} , la masse volumique de la vapeur à l'admission et N la vitesse de rotation du moteur.

En s'inspirant de ces travaux, une corrélation a été établie pour le moteur à vapeur utilisée sur le prototype [125]. Pour cela, des tests en banc d'essais pour des conditions stabilisées ont été réalisés, l'évaporateur solaire étant remplacé par une chaudière haute pression. La corrélation utilisée est proche de celle présentée par Quoilin, mais en introduisant le logarithme du rapport de pression en vue d'atteindre une meilleure précision. La forme générique des équations est alors la suivante :

$$\eta_{\text{exp}} = \sum_{i=0}^{n-1} \sum_{j=0}^{n-1} \sum_{k=0}^{n-1} a_{ijk} \ln(r_p)^i \rho_{in}^j N^k + a_{n00} \ln(r_p)^n + a_{0n0} \rho_{in}^n + a_{0n0} N^n \quad (43)$$

$$FF = \sum_{i=0}^{n-1} \sum_{j=0}^{n-1} \sum_{k=0}^{n-1} b_{ijk} \ln(r_p)^i \rho_{in}^j \ln(N)^k + b_{n00} \ln(r_p)^n + b_{0n0} \rho_{in}^n + b_{0n0} \ln(N)^n \quad (44)$$

En pratique, seul les termes à d'ordre un de ces deux équations seront conservés. En effet, une précision à convenable a été constaté sous ces hypothèses lors de précédents travaux de J-L. Bouvier [125].

2.2 Paramètres du modèle

La modélisation de moteur a pour objectif de prédire la production électrique à partir des conditions d'admission et d'échappement. Dans ce cadre, le rendement du moteur et le taux de remplissage sont des paramètres permettant une estimation de la production électrique du moteur.

Le **rendement du moteur** correspond au rapport de la puissance électrique produite par la génératrice sur la puissance cédée par le fluide lors de sa détente. Ainsi :

$$\eta_{\text{exp}} = \frac{W_{\text{el}}}{\dot{m}_{\text{admis}}(h_{\text{in}} - h_{\text{out, is}})} \quad (45)$$

avec h_{in} , l'enthalpie à l'admission du moteur, h_{out} l'enthalpie réelle à l'échappement du moteur et $h_{\text{out, is}}$ l'enthalpie « isentropique » à l'échappement en considérant la détente réversible.

Le **taux de remplissage massique** (ou « filling factor ») est défini comme le rapport entre le débit massique effectivement admis par le moteur et le débit théoriquement déplacé par le piston du moteur. La définition du taux de remplissage massique est donc la suivante :

$$FF = \frac{\dot{m}_{\text{admis}}}{\rho_{\text{in}} \left(\frac{N}{60} \right) V_{\text{balayé}}} \quad (46)$$

où \dot{m}_{admis} est le débit massique admis par le moteur et $V_{\text{balayé}}$ le volume balayé au cours du déplacement du piston (égal à la somme du volume mort et du volume à l'avance fermeture du piston).

2.3 Corrélations pour le moteur à vapeur

Le Tableau 13 présente les valeurs des coefficients utilisés pour les corrélations. Ils correspondent aux coefficients des termes conservés dans les équations (43) et (44).

Coefficients	Valeur
a_0	-0.112045378
a_1	0.106716126
a_2	0.016015218
a_3	-0.000100589
b_0	5.986718297
b_1	-0.20959262
b_2	0.00531447
b_3	-0.652095027

Tableau 13 : Valeurs des coefficients des corrélation du moteur

Les équations permettant de déterminer le taux de remplissage et le rendement du moteur sont donc les suivantes :

$$\eta_{\text{exp}} = a_0 + a_1 \ln(r_p) + a_2 \rho_{su} + a_3 N \quad (47)$$

$$FF = b_0 + b_1 \ln(r_p) + b_2 \rho_{su} + b_3 \ln(N) \quad (48)$$

2.4 Comparaison entre résultats expérimentaux et des corrélations

La corrélation précédente a été définie par J-L. Bouvier [125] à partir d'un banc d'essais où l'évaporateur était une chaudière à bois dont les paramètres d'entrée étaient variables sur les domaines rappelés dans le Tableau 14.

	min	max	
Débit pompe HP (\dot{m})	25,65	35,14	kg/h
Pression HP (P_{hp})	19,11	33,87	bars
Température d'admission ($T_{admission}$)	213,7	353,9	°C
Vitesse de rotation (N)	719,7	1533	tr/min
Pression échappement (P_{exh})	0,79	1,1	bars

Tableau 14 : Paramètres de fonctionnement pour l'établissement de la corrélation du moteur

La corrélation précédemment décrite permet la détermination de la production électrique du moteur en fonction des conditions d'admission. Nous présentons les résultats pour un essai en conditions réelles avec moteur. Le Tableau 15 rappelle les conditions de l'essai présenté en section 3.5.2 du chapitre 2 :

Paramètres	Valeurs
Débit pompe HP (\dot{m})	~21 kg/h
Pression HP (P_{hp})	~25 bars
Température d'admission ($T_{admission}$)	~300 °C
Vitesse de rotation (N)	[600-900] tr/min
Pression échappement (P_{exh})	~0,90 bars
Masse volumique dans la chapelle (ρ_{in})	[8-10] kg/m ³

Tableau 15 : Conditions de l'essai avec moteur

L'essai proposé a été réalisé avec une pression stable à l'admission au moment du lancement du moteur d'environ 25 bars. En fin d'essai cette pression diminue. Concernant le débit massique, il a été imposé à une valeur de 21 kg/h. Cette valeur est faible au regard des essais réalisés sur banc d'essais. Cependant il a été constaté au cours des campagnes expérimentales récentes qu'un débit faible devait être admis dans le tube absorbeur pour assurer la surchauffe de la vapeur à l'admission du moteur. Concernant la pression dans la bêche elle est imposée par la pompe à vide et atteint une valeur de 0,9 bar.

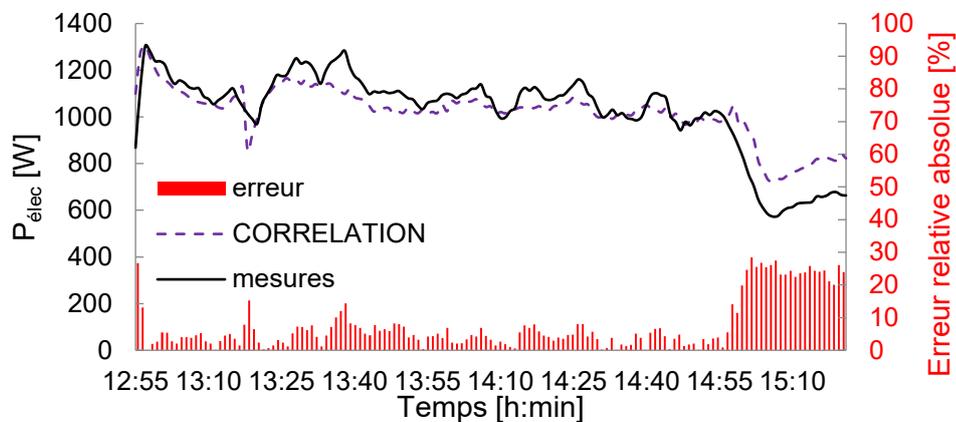


Figure 109 : Comparaison entre résultats expérimentaux et de corrélation pour la puissance électrique du moteur et erreur relative, essai du 17 novembre 2017

En fin d'essai la pression à l'admission est de 15 bars. Cette valeur étant en dehors du domaine de validité de la corrélation, l'écart entre la corrélation et la mesure de la production électrique peut donc être expliqué. Pour un essai réalisé en 2014, nous présentons les mêmes comparaisons que précédemment. Les conditions de l'essai sont précisées par le Tableau 16. Les tracés dynamiques de ces paramètres au cours de la journée d'essai sont disponibles dans la thèse de Bouvier [1].

Paramètres	Valeurs
Débit pompe HP (\dot{m})	~25 kg/h
Pression HP (P_{hp})	~25 bars
Température d'admission ($T_{admission}$)	~280 °C
Vitesse de rotation (N)	[600-1100] tr/min
Pression échappement (P_{exh})	~0,60 bars
Masse volumique dans la chapelle (ρ_{in})	[8-10] kg/m ³

Tableau 16 : Récapitulatif des conditions de l'essai réalisé par Bouvier

L'essai présenté avait pour objectif de mettre en place une régulation sur le débit massique en entrée de tube absorbeur afin de maîtriser la valeur du titre de vapeur en sortie de champ solaire. Ainsi, la valeur du débit proposé dans le Tableau 16 est une valeur moyenne. En effet, cette valeur varie avec l'ensoleillement. Concernant la pression, elle a été régulée avec la vanne de déverse. Cette valeur est variable et nous avons choisi de présenter une valeur moyenne.

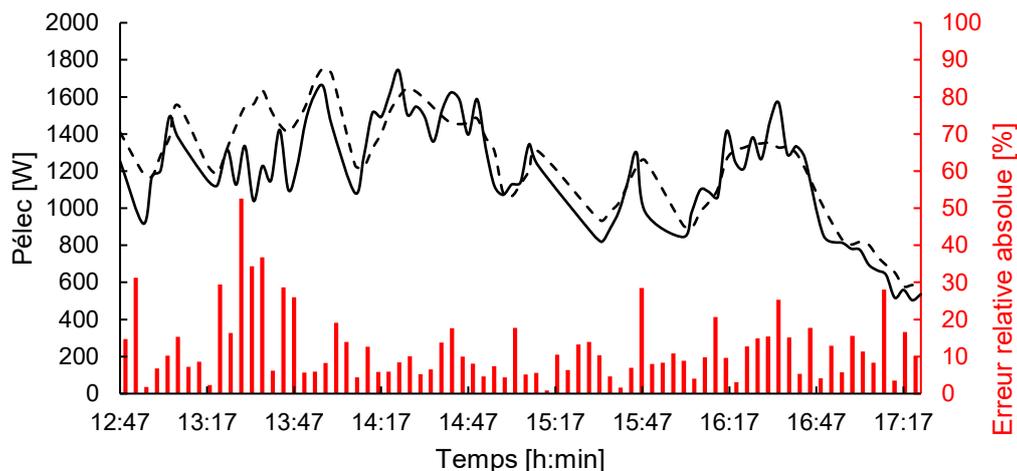


Figure 110 : Comparaison corrélation/mesures pour la puissance électrique du moteur et erreur relative (en rouge) : essai de Bouvier du 14 mars 2014

En Figure 110, sur certaines périodes (aux alentours de 13h20 par exemple), il arrive que l'écart entre la puissance électrique mesurée et celle donnée par la corrélation soit important. Pour la période considérée, cette erreur atteint 50 %. Cette erreur importante peut être due à des anomalies passagères de fonctionnement du moteur lors de phases transitoires.

Néanmoins, l'analyse de ce second essai nous conforte dans la validation de la corrélation avec une erreur moyenne généralement en dessous de 20 % et une allure de la production électrique globalement bien respectée. Par exemple, entre 14h50 et 16h50, les deux pics de production sont bien prédits par la corrélation. La corrélation utilisée pour le moteur fournit donc des résultats satisfaisants.

3 Chaudière biomasse

3.1 Introduction

La modélisation des chaudières nécessite la prise en compte de plusieurs échanges de chaleur décrits dans le chapitre 32 du handbook de l'AHSRAE 2005 [126]. Les échanges à prendre en compte sont :

- La combustion au sein de la chambre de combustion (montée en température du combustible) ;
- L'échange de chaleur entre le combustible chaud (du gaz par exemple) et l'eau du réseau ;
- Les pertes thermiques avec l'environnement ;
- Eventuellement, une récupération de la chaleur sur les fumées afin de réaliser un préchauffage du combustible avant la chambre de combustion.

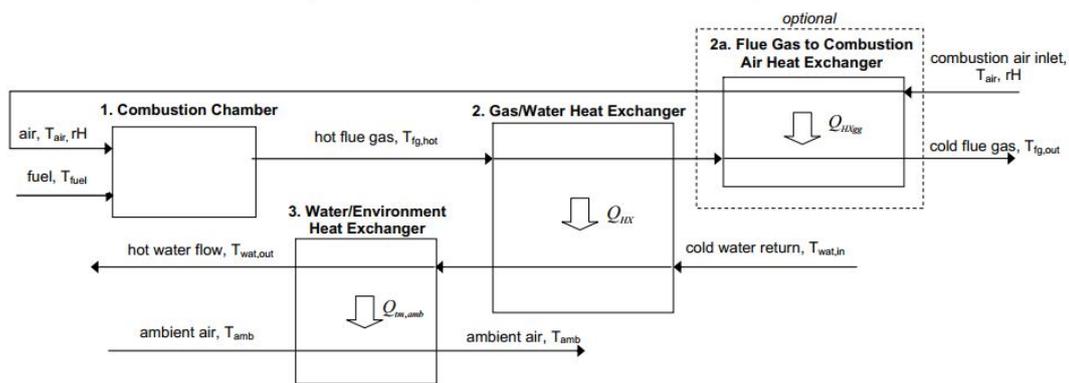


Figure 111 : Modélisation d'une chaudière en régime permanent [126]

Afin de réaliser une modélisation dynamique, la prise en compte des phases d'arrêt et de démarrage est nécessaire. En effet, comme indiqué par Kemna *et al.* [127] puis par Blervaque [128], le fonctionnement d'une chaudière peut être divisé en plusieurs phases (Figure 112) : démarrage, régime nominal et arrêt.

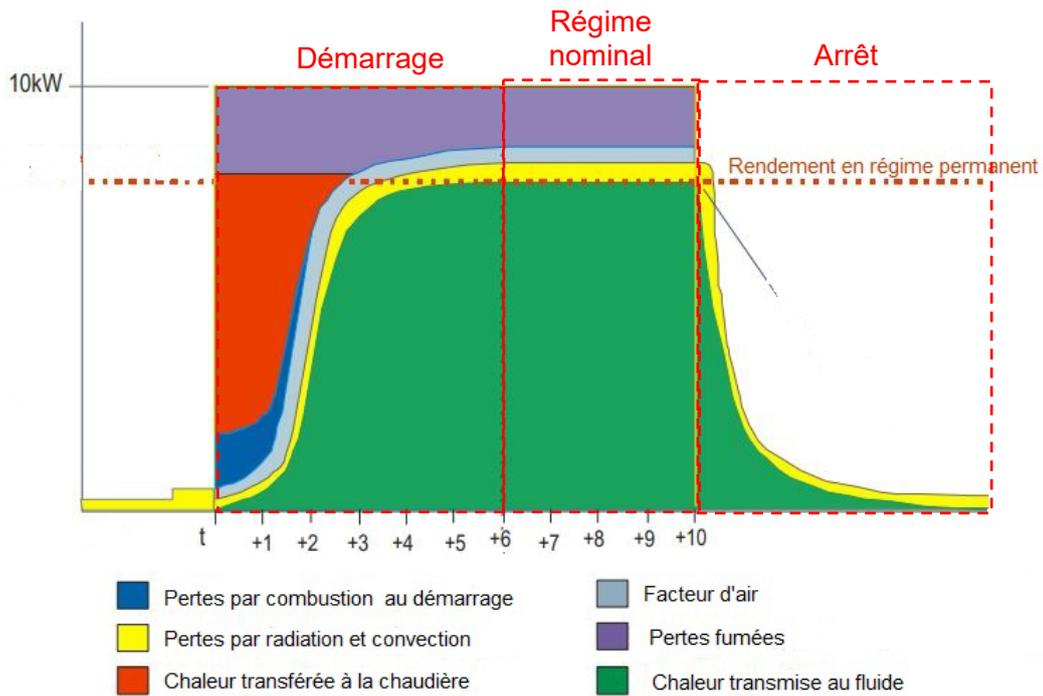


Figure 112 : Cycle d'une chaudière et pertes thermiques (adapté de [129])

En pratique, le rendement varie lorsque la chaudière fonctionne à charge partielle ou à température de fonctionnement non nominale. Ces considérations ne seront pas prises en compte ici dans la modélisation.

La modélisation de la chaudière biomasse s'effectue donc à partir d'un bilan d'énergie. L'ajout d'une chaudière doit permettre d'obtenir des conditions d'admission stables (température, pression et débit) à l'entrée du moteur. La puissance nécessaire à l'atteinte de l'enthalpie de consigne (ou température de consigne) s'exprime alors :

$$\dot{Q}_{nécessaire} = \dot{m} (h_{consigne} - h_{in}) \quad (49)$$

Ainsi, en considérant un débit de 30 kg/h dans le circuit primaire et en supposant que l'installation doit fonctionner même lorsque l'ensoleillement est nul, la chaudière doit assurer l'évaporation du débit jusqu'à la surchauffe de la vapeur. D'après l'équation (49), pour une température en entrée de 45 °C et une température de sortie de 334 °C (surchauffe de 100 °C de la vapeur pour une pression de 30 bars), la chaudière doit avoir une puissance de 24 kW.

3.2 Description du modèle

Le modèle de la chaudière réalise un bilan d'énergie sur le fluide de travail et nécessite de renseigner le rendement global et le rendement de combustion de l'installation. La puissance maximale de la chaudière est une donnée d'entrée, d'après le paragraphe précédent, une puissance de 30 kW sera considérée dans notre étude. Cette valeur correspond à un surdimensionnement de 20 % de la puissance maximale nécessaire au bon fonctionnement de l'installation. La puissance nécessaire pour atteindre l'enthalpie de consigne en sortie de chaudière est calculée par :

$$\dot{Q}_{nécessaire} = \dot{m} (h_{consigne} - h_{out,solaire}) \quad (50)$$

Une fois la puissance nécessaire déterminée, on a la relation suivante :

$$\dot{Q}_{chaudière} = \min (\dot{Q}_{nécessaire} , \dot{Q}_{max}) \quad (51)$$

Finalement la puissance de combustible, la puissance à l'échappement et les pertes peuvent être calculées grâce aux rendements de la chaudière et de combustion, soit :

$$\dot{Q}_{comb} = \frac{\dot{Q}_{chaudière}}{\eta_{chaudière}} \quad (52)$$

$$\dot{Q}_{échap} = \dot{Q}_{comb} (1 - \eta_{comb}) \quad (53)$$

$$\dot{Q}_{pertes} = \dot{Q}_{comb} - \dot{Q}_{échap} - \dot{Q}_{chaudière} \quad (54)$$

3.3 Prise en compte de l'inertie thermique à l'arrêt et au démarrage

Au démarrage de l'installation, la puissance transmise au fluide n'est pas égale à la puissance consommée par la chaudière du fait de l'inertie thermique des composants de la chaudière (brûleur, échangeur...). Cette inertie thermique peut être représentée par une loi de type premier ordre au démarrage de l'installation :

$$\dot{Q}_{chaudière} = \begin{cases} 0 & \text{si } t < t_{init} \\ \dot{Q}_{chaudière}^{nominal} \left(1 - e^{-\frac{t-t_{init}}{\tau}} \right) & \text{si } t > t_{init} \end{cases} \quad (55)$$

Cette représentation a été utilisé lors de travaux précédents, principalement pour des micro-cogénérateurs à gaz avec une technologie de moteur à combustion interne [130],[131],[47]. La constante de temps a été choisi égale à 240 s d'après les travaux de Bonabé de Rougé [47] menés sur un micro-cogénérateur à gaz

4 Echangeur

4.1 Introduction

La modélisation du skid hydraulique est réalisée en supposant que l'ensemble constitué de la bache alimentaire et de l'échangeur à plaque pouvait être vu comme un « échangeur global » unique (Figure 113). Le skid hydraulique est donc considéré comme une boîte noire assurant l'interface entre la boucle primaire et secondaire.

Grâce aux essais réalisés, nous savons que la puissance thermique récupérée au circuit secondaire est d'environ 12 kW. Grâce à ces données, il est possible d'estimer une efficacité de l'échange de chaleur et donc une efficacité du skid hydraulique. Cette approche simplifiée permet de valoriser les travaux expérimentaux et garantit de bons ordres de grandeurs de la puissance thermique pour l'estimation des performances de l'installation.

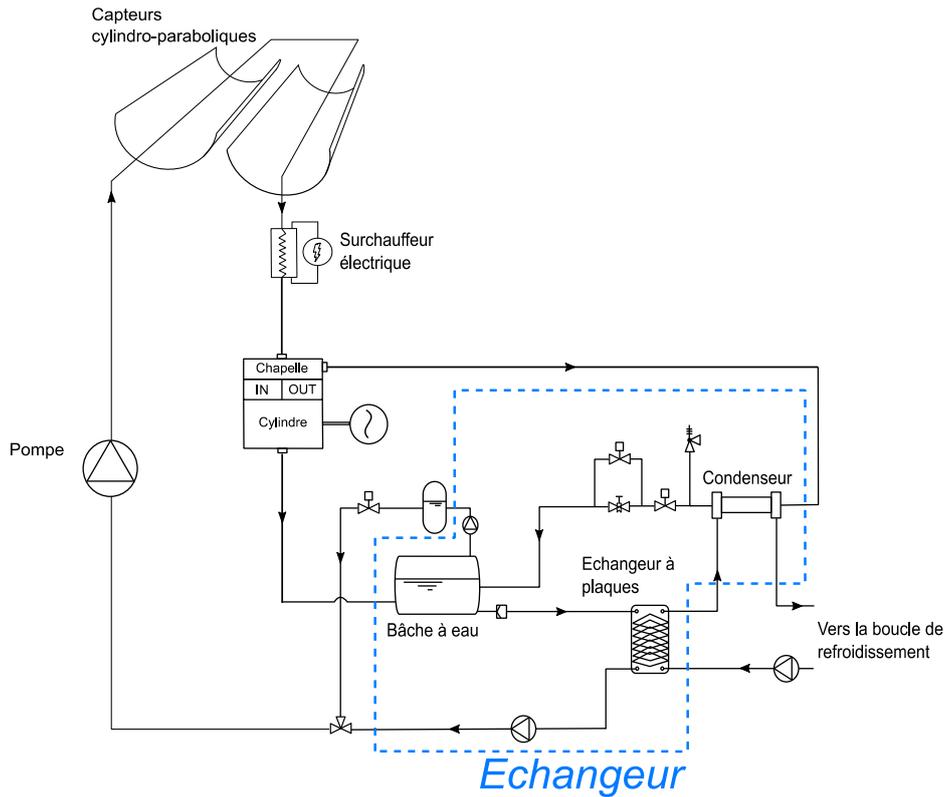


Figure 113 : Schéma de principe de la modélisation du skid hydraulique

Pour quatre essais différents (Figure 114), nous traçons l'évolution de la puissance thermique récupérée côté bâtiment. Ces données nous permettent d'identifier un rendement de l'échangeur entre les boucles primaire et secondaire.

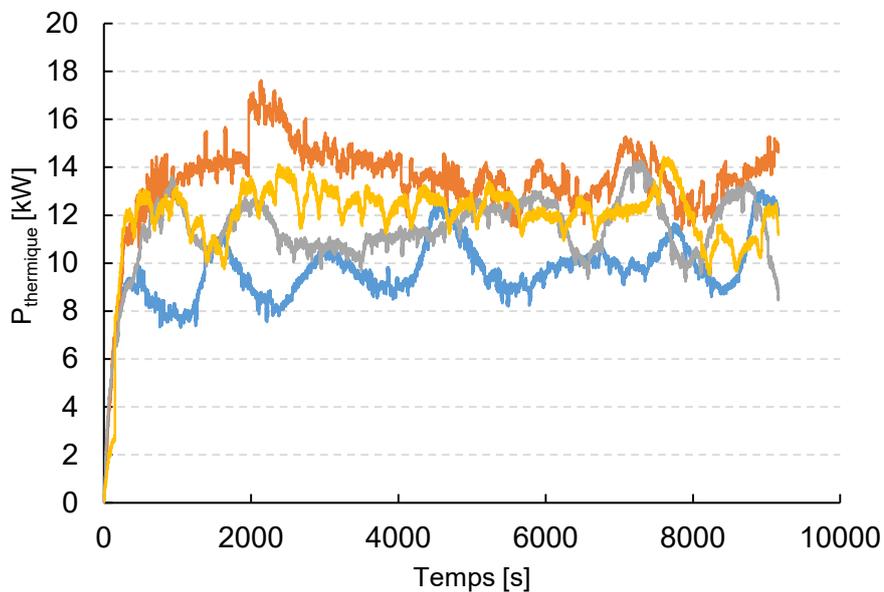


Figure 114 : Evolution de la puissance thermique cédée au bâtiment pour quatre essais

Les courbes des puissances thermiques indiquent de faibles fluctuations de la puissance à l'échangeur côté bâtiment autour d'une valeur moyenne d'environ 12 kW. Cela peut être dû à des écarts importants de puissance en entrée. En effet,

la qualité de la récupération de la chaleur est dépendante de la puissance de la source chaude et des pertes thermiques. Ainsi, une variabilité de la puissance solaire causée par une déviation du système de suivi ou des pertes thermiques importantes dans la tuyauterie dues à des températures extérieures faibles peuvent faire varier la puissance thermique récupérée.

L'efficacité de l'échange est déterminée par le rapport de la quantité de chaleur récupérée côté boucle secondaire à celle cédée par l'eau côté circuit primaire.

En entrée d'échangeur côté boucle primaire, à l'échappement du moteur, la vapeur est à l'état saturée, il est donc difficile de réaliser un bilan d'énergie car l'enthalpie massique de la vapeur dépend du titre de vapeur qui n'est pas mesuré. Cependant, les caractéristiques de la vapeur sont connues numériquement par la modélisation du moteur.

Ainsi, pour une température de sortie de l'échangeur constante (comme c'est le cas expérimentalement) et égale à 45 °C, il est possible de réaliser un bilan d'énergie côté circuit primaire et ainsi d'identifier l'efficacité de l'échangeur global.

4.2 Mise en équation

Les échanges de chaleur entre les boucles primaire et secondaire sont modélisés par un bilan stationnaire supposant un rendement d'échange constant. Les mêmes considérations seront utilisées pour la modélisation. Ainsi, nous écrivons, au niveau de l'échangeur :

$$\begin{aligned}
 P_{\text{primaire}} &= \dot{m}_{\text{primaire}} (h_{\text{in,primaire}} - h_{\text{out,primaire}}) \\
 &= \frac{P_{\text{secondaire}}}{\varepsilon_{\text{éch}}} = \frac{\dot{m}_{\text{secondaire}} C_p (T_{\text{out,secondaire}} - T_{\text{in,secondaire}})}{\varepsilon_{\text{éch}}} \quad (55)
 \end{aligned}$$

avec $P_{\text{échangeur}}$, la puissance thermique perdue par la vapeur au passage de l'échangeur, $P_{\text{bât}}$, la puissance thermique récupérée par l'eau côté circuit secondaire, $\varepsilon_{\text{éch}}$ l'efficacité de l'échangeur, égale à 80 % d'après la caractérisation expérimentale.

5 Couplage des modèles

5.1 Présentation du couplage

Le couplage des modèles s'effectue via le logiciel de simulation thermique dynamique TRNSYS17© couplé à Matlab©. Pour chaque composant, des bilans enthalpiques sont effectués.

La Figure 115 présente le schéma de principe du micro-cogénérateur. En rouge sont présentés les conditions de fonctionnement qui sont les données extérieures ou les conditions imposées par l'utilisateur au moment du pilotage de l'installation (la valeur du débit circulant dans le circuit primaire par exemple). Concernant la pression P_{hp} dans le circuit primaire, elle est imposée en début d'essai (avant le lancement du moteur) par une électrovanne. Par souci de clarté, nous avons choisi de représenter la condition de pression sur la pompe haute pression.

Des valeurs de débit, pression, enthalpie et titre de vapeur sont renseignées à titre indicatif et fournissent les ordres de grandeur d'un fonctionnement nominal de l'installation. Les traits en noirs représentent le circuit primaire. Enfin, une portion de la boucle de secondaire est représentée en bleu.

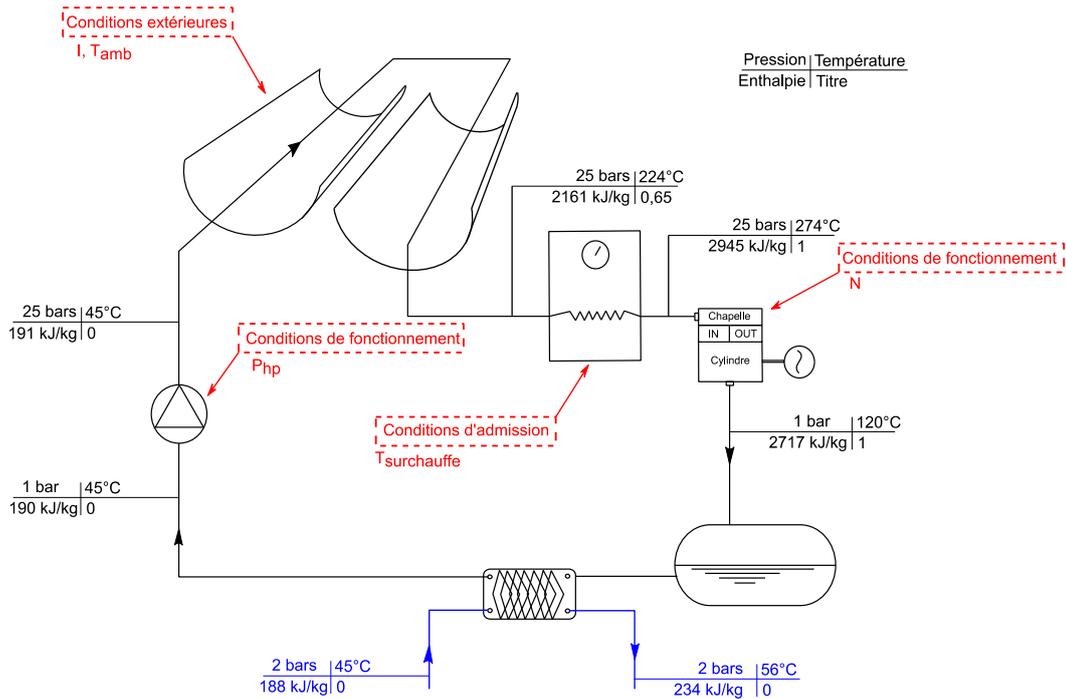


Figure 115 : Schéma de principe du système modélisé : remplacement de l'appoint électrique par une chaudière de 30 kW

Dans l'architecture proposée ici, la chaudière biomasse se trouve en série avec le champ solaire, sur la boucle primaire. Dans ce cas la chaudière est considérée comme un générateur de vapeur complémentaire permettant d'assurer la continuité de la production électrique. D'un point de vue technologique, ces chaudières sont peu présentes dans la littérature. Il s'agit en effet d'une chaudière acceptant de hauts niveaux de température en entrée et assurant de manière intermittente la surchauffe de la vapeur et l'évaporation du liquide. Une solution plus classique sera également étudiée par la suite et consiste à intégrer l'appoint de chaleur au circuit de distribution.

5.2 Comparaison des puissances (électriques et thermiques) mesurées et simulées

Nous proposons dans cette partie de comparer les résultats obtenus par le modèle aux résultats expérimentaux. Pour cela, nous considérons l'essai avec moteur réalisé le 17 novembre 2014 (Figure 110). La Figure 116 rappelle les conditions de l'essai :

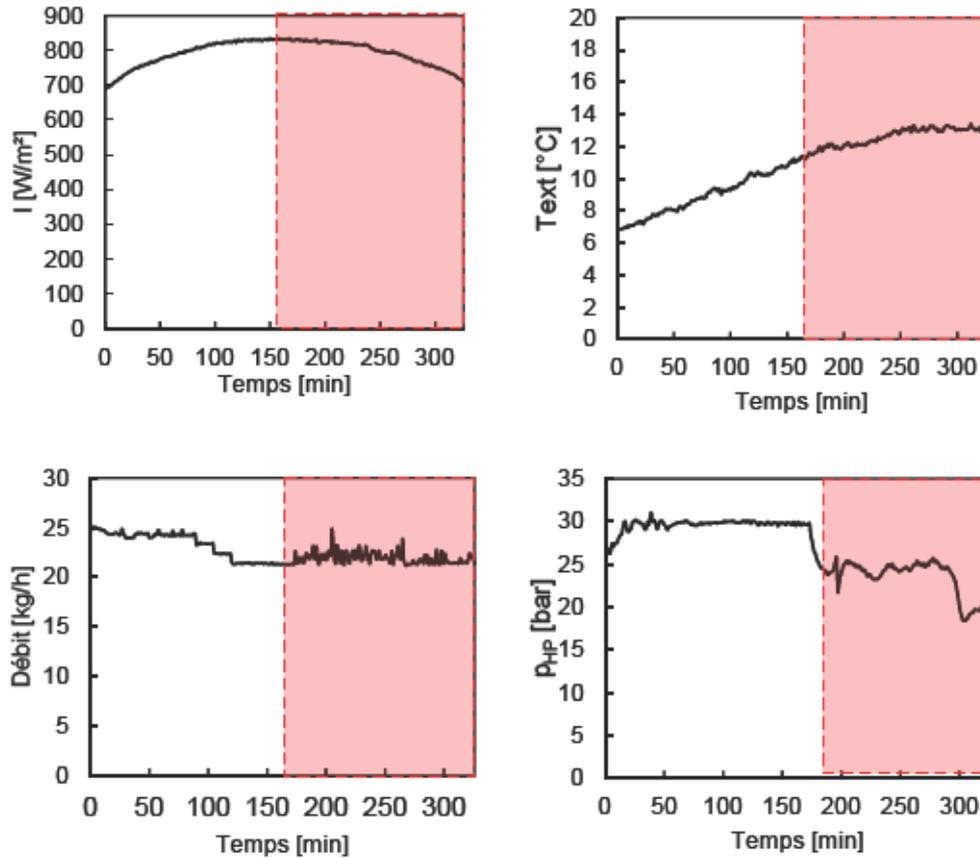


Figure 116 : Données d'essais avec production d'électricité et de chaleur

Nous représentons en rouge la période d'utilisation du moteur. Au cours de cette période, les puissances thermique (côté bâtiment) et électrique sont mesurées. Ces données expérimentales nous permettent de valider les résultats de simulation. Pour des données intégrées sur une durée de 5 min, la Figure 117 présente une comparaison des énergies électriques et thermiques obtenues expérimentalement et calculées par le modèle.

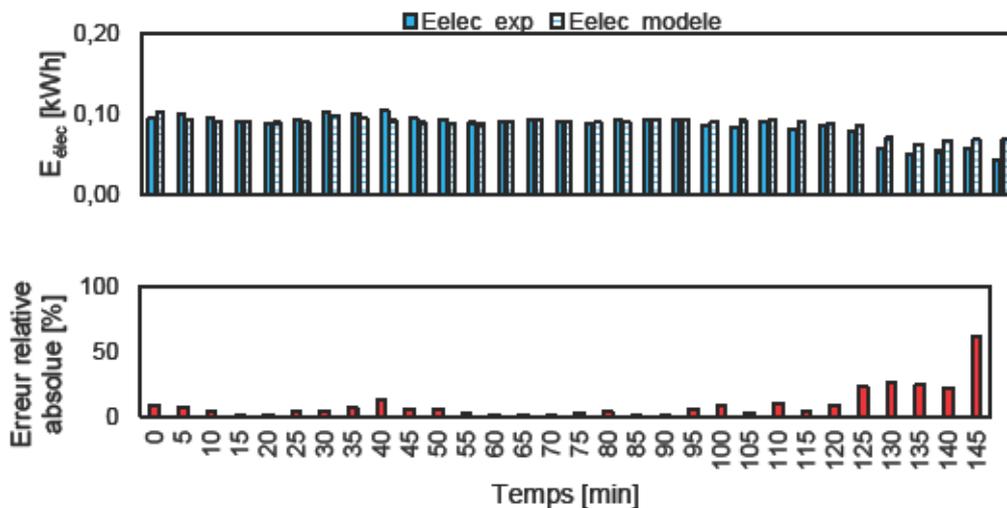


Figure 117 : Energie électrique mesurée / calculée et erreur correspondante

D'après la Figure 117, on observe globalement une correspondance satisfaisante entre les données expérimentales et numériques (erreur inférieure à 10 %). L'erreur moyenne sur l'ensemble de l'essai est de 8,9 %. En fin d'essai, on observe une déviation des résultats fournis par le modèle. Cela s'explique par une diminution de la pression à l'admission. Le ratio de pression est alors diminué et les conditions pour lesquelles les corrélations ont été établies ne sont plus vérifiées.

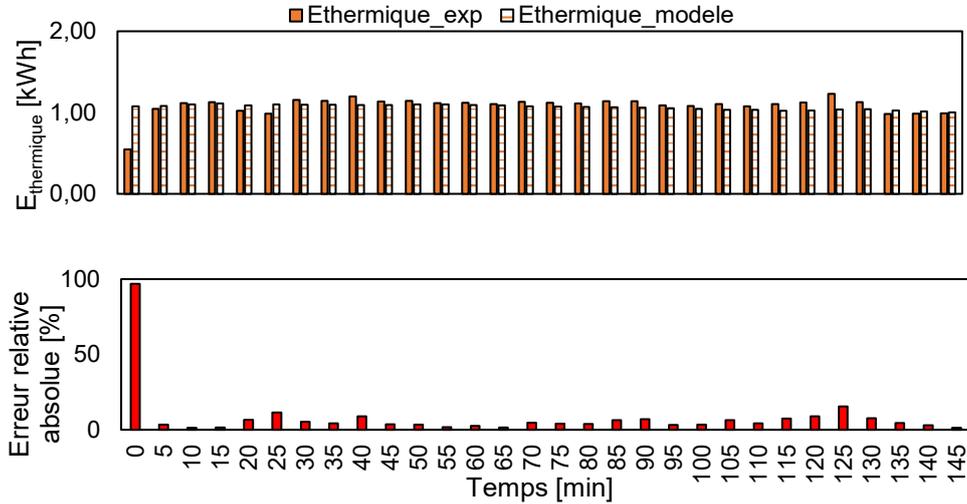


Figure 118 : Energie thermique mesurée / calculée et erreur correspondante

Concernant les résultats sur la puissance thermique (Figure 118), on note également un bon accord entre les données expérimentales et les résultats numériques. En effet, l'erreur moyenne est de 8,1 %. Autrement dit, modéliser l'échangeur avec une efficacité globale permet d'obtenir des résultats satisfaisants. Cependant, en début d'essai on observe un écart important entre l'expérience et la modélisation. Comme expliqué en section 3.4.1.4., le lancement du moteur conduit à une modification de l'hydraulique du circuit primaire. Dès lors, la vapeur n'est plus condensée en sortie de champ solaire mais se retrouve directement dans la bache alimentaire. La puissance thermique, a priori constante, décroît à ce moment à cause de l'inertie thermique de la bache alimentaire. La non prise en compte par la modélisation de cette inertie explique l'écart observé.

Pour vérifier la robustesse de la modélisation, un autre essai a été exploité. Cet essai, déjà utilisé pour la vérification de la pertinence de la corrélation établie pour la modélisation du moteur, a été réalisé par Bouvier en mars 2014. Nous nous intéressons comme précédemment à la comparaison entre les puissances mesurées et calculées.

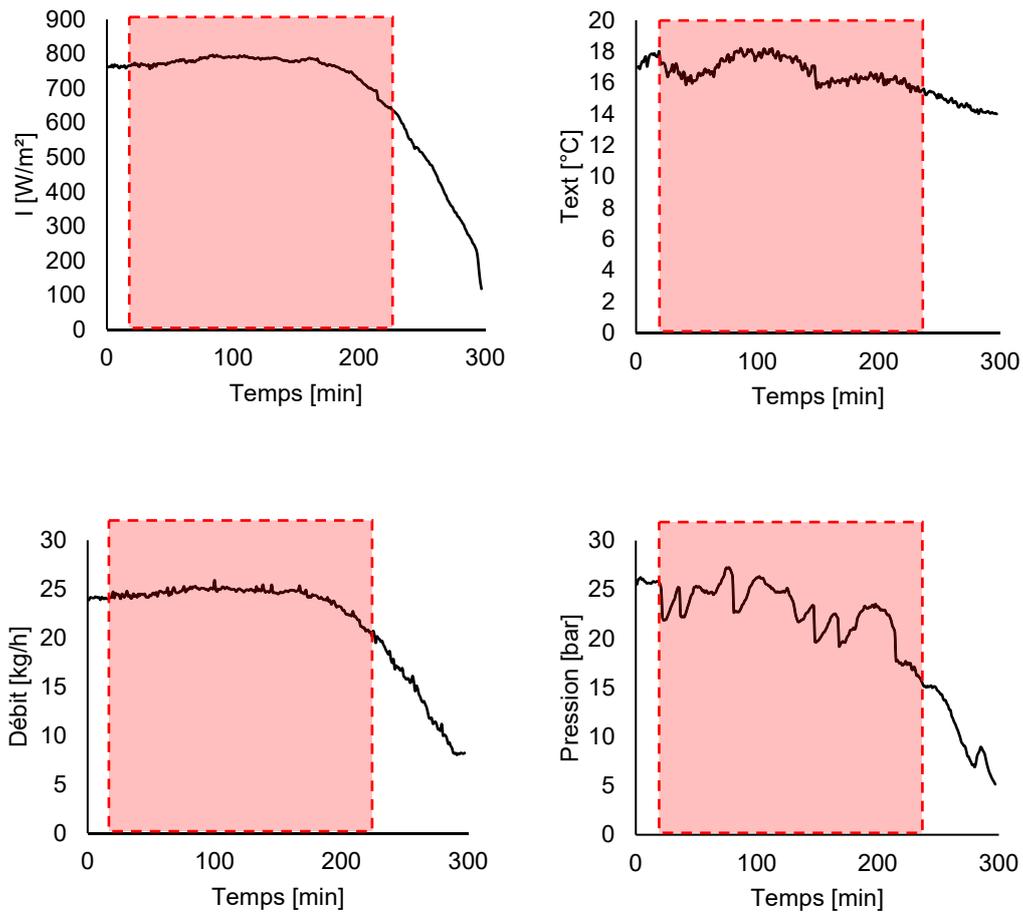


Figure 119 : Conditions d'essais avec production d'électricité et de chaleur - essai de Bouvier de mars 2014

La pression varie significativement au cours de cet essai du fait de la régulation à l'aide de la vanne de déverse (Figure 119). On observe également une diminution du débit en fonction de l'ensoleillement.

Afin de garantir un titre de vapeur constant en sortie de champ solaire, le rapport ensoleillement sur débit maintenu constant pour cet essai. Cette régulation fait l'hypothèse que rendement du concentrateur est constant. Ainsi, les équations (56) et (57) proposent l'écriture du bilan d'énergie sur le fluide traversant l'absorbeur :

$$\eta_{sol} = \frac{P_{th,sol}}{P_{tot,sol}} = \frac{\dot{m}(h_{out,sol} - h_{in,sol})}{S_{sol}I} \quad (56)$$

$$\frac{S_{sol}I\eta_{sol}}{\dot{m}} = h_{out,sol} - h_{in,sol} \quad (57)$$

On suppose alors que le rendement du concentrateur solaire ainsi que les l'enthalpie massique de l'eau liquide sont constants. Grâce à ces hypothèses, l'énergie thermique emmagasinée par le fluide lorsqu'il traverse le champ solaire peut être exprimée comme une fonction linéaire du rapport de l'ensoleillement sur le débit est, c'est ce qui est rapporté par l'équation (58) :

$$C^{te} \frac{I}{\dot{m}} = h_{out,sol} - h_{in,sol} \quad (58)$$

Les puissances électriques et thermiques mesurées et calculées sont intégrées sur des périodes de 5 min. La Figure 120 présente une comparaison des résultats du modèle aux données expérimentales en terme d'énergie électrique produite.

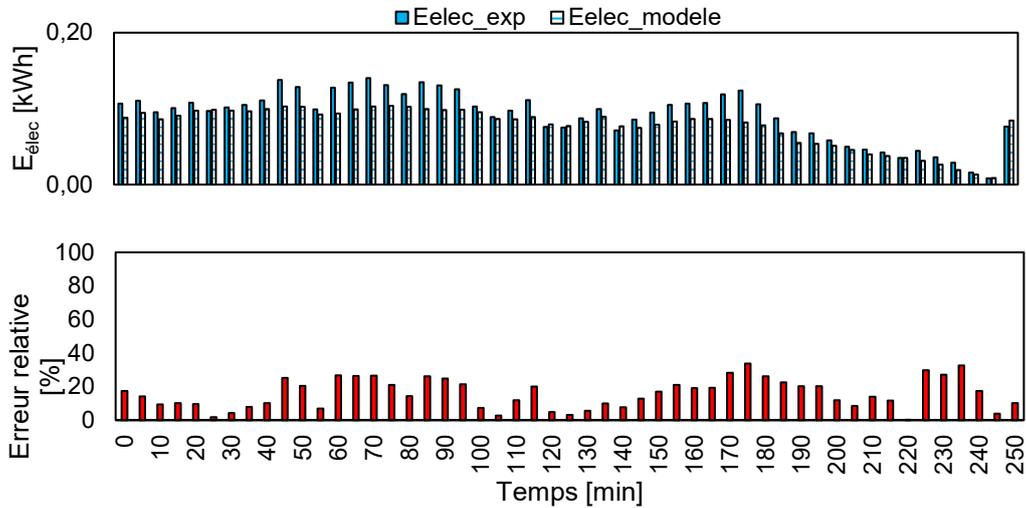


Figure 120 : Puissance électrique mesurée / calculée et erreur correspondante – essai de Bouvier de mars 2014

L'estimation de la génération d'électricité par le modèle est convenable, l'erreur moyenne étant de 15,8 % (Figure 120). Malgré des erreurs ponctuelles de l'ordre de 25 % (au bout de 60 min et 170 min notamment), l'allure de la production est globalement respectée avec une précision satisfaisante. La décroissance de la production à partir de 190 min est bien prise en compte par la modélisation.

Concernant la puissance thermique (Figure 121), les mêmes remarques peuvent être faites. La précision de la modélisation est globalement satisfaisante (erreur moyenne de 11,5 %) et la décroissance de l'énergie générée en fin d'essai est bien reproduite par la simulation. L'erreur ne dépasse jamais 25 % au cours des quatre heures de l'essai considéré.

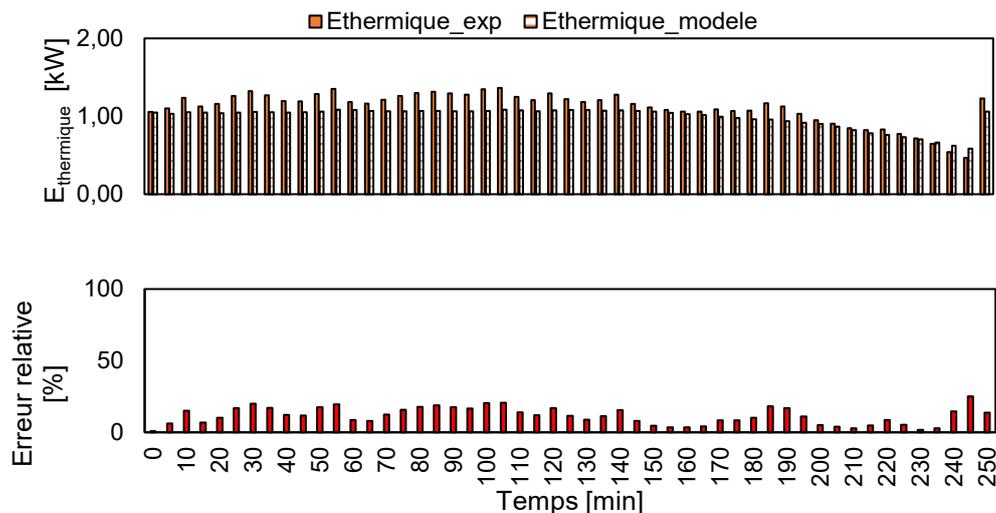


Figure 121 : Puissance thermique mesurée / calculée et erreur correspondante – essai de Bouvier de mars 2014

Ces différentes comparaisons aux données expérimentales nous confortent donc dans la validité de la modélisation du circuit primaire du micro-cogénérateur. Dans le chapitre 4, une étude des performances de l'installation et des stratégies d'intégration de l'unité de micro-cogénération considérée à un bâtiment résidentiel vont être proposées.

Conclusions

Ce chapitre a présenté la mise en équation des différents éléments d'un micro-cogénérateur utilisant des énergies renouvelables. Les modèles de l'évaporateur solaire, de la chaudière biomasse, du moteur à vapeur ainsi que du condenseur ont été présentés.

Concernant la modélisation de l'évaporateur, un modèle 1D de type « frontière mobile » a été développé. Cependant, l'objectif étant de coupler le modèle à un logiciel de STD, ce modèle n'a pas été retenu et une loi empirique du rendement du concentrateur solaire lui a été préférée pour des raisons de temps de calcul.

La modélisation de la chaudière a été effectuée en utilisant un modèle pré-existant dans la librairie TRNSYS avec ajout d'un terme de retard caractérisant l'inertie thermique de l'installation.

Enfin, l'échangeur a été caractérisé par une efficacité constante déterminée empiriquement.

Le développement et l'utilisation de ces modèles va permettre par la suite de simuler le comportement de l'installation et d'étudier le couplage du micro-cogénérateur à un bâtiment. L'objectif est d'estimer les performances de l'installation et de proposer des stratégies d'intégration d'un tel système à un logement de type résidentiel.

Chapitre 4

Intégration d'un micro-cogénérateur solaire à un bâtiment

Introduction.....	131
1 Détermination du secteur d'application.....	131
2 Evaluation des besoins du bâtiment.....	132
2.1 Besoins en électricité spécifique.....	134
2.2 Besoins en Eau Chaude Sanitaire.....	136
3 Modélisation du bâtiment et de ses besoins.....	138
3.1 Descriptif du bâtiment modélisé.....	138
3.2 La ventilation.....	139
3.3 Le chauffage.....	140
3.4 L'électricité spécifique.....	141
3.5 L'eau chaude sanitaire.....	142
4 Description de la modélisation TRNSYS.....	143
4.1 Le circuit primaire.....	144
4.2 Le circuit secondaire.....	145
4.3 Le circuit de distribution et le couplage au bâtiment.....	146
5 Hybridation avec appoint sur la boucle primaire.....	147
5.1 Etude du fonctionnement.....	149
5.2 Analyse de la réponse des différents circuits.....	150
5.3 Bilan de fonctionnement, période estivale.....	159
5.4 Bilan de fonctionnement, période hivernale.....	162
5.5 Bilan annuel.....	164
6 Hybridation avec appoint côté distribution.....	167
6.1 Etude de fonctionnement.....	167
6.2 Analyse de la réponse des différents circuits.....	168
6.3 Bilan de fonctionnement, période estivale.....	175
6.4 Bilan de fonctionnement, période hivernale.....	177
6.5 Bilan annuel.....	179
7 Etude paramétrique et optimisation de l'usage d'un micro-cogénérateur solaire.....	180
7.1 Etude d'un bâtiment fortement consommateur.....	181
7.2 Etude paramétrique du micro-cogénérateur.....	182
7.3 Augmentation de la charge thermique.....	189
7.4 Bilan annuel.....	190
Conclusions.....	191

Introduction

Nous avons traité dans la première partie de ces travaux une étude expérimentale de l'installation avec des essais réalisés en hiver. De plus cette étude a mis en évidence la nécessité d'un appoint de chaleur pour assurer une continuité de la production de chaleur et d'électricité par le prototype. Nous proposons dans ce chapitre de coupler numériquement l'unité de micro-cogénération solaire considérée à un bâtiment de type résidentiel via les logiciels TRNSYS17© et Matlab©.

Dans le cas d'un bâtiment de type résidentiel, dont les besoins en ECS, chaleur et électricité seront présentés en début de chapitre, nous étudierons deux solutions d'intégration de l'appoint au micro-cogénérateur afin de répondre aux besoins du bâtiment.

La première solution consistera en l'ajout d'un appoint sur la boucle primaire du cycle, en amont du moteur afin de permettre une continuité de la production de vapeur quelles que soient les conditions extérieures. Pour la seconde solution, nous considérons l'ajout d'une chaudière en aval du ballon de stockage, côté distribution, afin d'assurer les besoins en chaleur du bâtiment et de produire de l'électricité uniquement lorsque les conditions d'ensoleillement le permettent.

Une étude paramétrique est ensuite réalisée afin de mettre en évidence les paramètres ayant un fort impact sur les performances de l'installation. De plus, nous proposerons d'améliorer le fonctionnement du prototype en augmentant la charge thermique de l'installation. En effet, les simulations montrent que la charge du ballon de stockage bride le fonctionnement de l'installation lorsque les besoins thermiques sont couverts.

1 Détermination du secteur d'application

Comme vu dans le premier chapitre, les besoins des bâtiments varient fortement en fonction de leur type. Afin de caractériser la répartition des besoins en électricité et en chaleur d'un bâtiment, l'indicateur utilisé est le ratio de l'énergie électrique consommée sur l'énergie thermique consommée (rapport E/C).

Dans notre cas, nous partons d'un micro-cogénérateur existant et nous allons déterminer le domaine d'application le mieux adapté. L'étude expérimentale (second chapitre) a montré que la production de chaleur était majoritaire. En effet, les essais réalisés avec le moteur ont montré que pour une production d'1 kW électrique, le prototype génère environ 15 kW thermiques, soit un rapport E/C de 0,07. Afin d'adapter au mieux les productions du micro-cogénérateur aux besoins, les bâtiments visés devront donc avoir des besoins de chaleur très importants comparés aux besoins électriques. La Figure 122 présente les domaines d'applications potentiels du micro-cogénérateur considéré. En première approximation, d'après les productions de l'installation, nous avons choisi de considérer un rapport E/C égale à 0,1 pour déterminer les bâtiments où l'utilisation de l'installation serait pertinente.

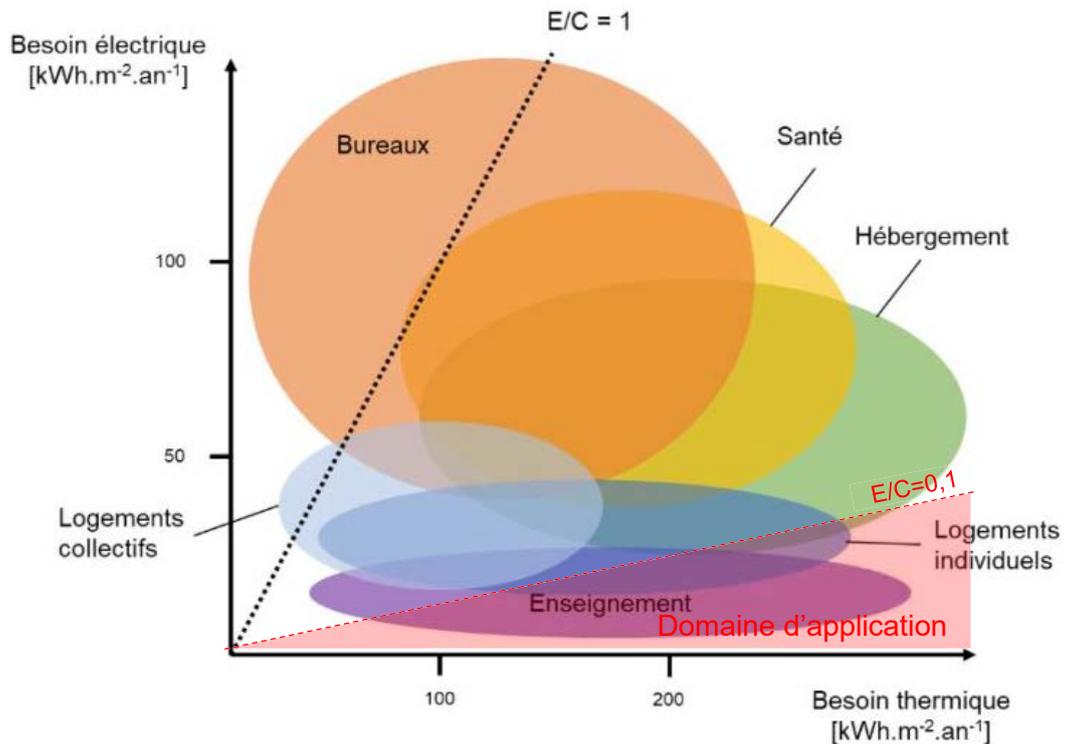


Figure 122 : Domaine d'application du prototype (adapté de [47])

La Figure 122 met en évidence que le micro-cogénérateur considéré est adapté à des bâtiments de type enseignement ou des logements individuels. Nous considérerons donc dans ce chapitre le couplage de l'unité de micro-cogénération à un logement individuel.

2 Evaluation des besoins du bâtiment

Un bâtiment a pour objectif de garantir de bonnes conditions de confort et de sécurité à ses occupants.

Dans cette optique, il est donc nécessaire de couvrir les besoins en énergie des occupants qui peuvent se diviser en deux catégories : les besoins de chaleur et d'électricité. Concernant les besoins de chaleur, ils se décomposent en besoins d'ECS pour la vaisselle, la douche, la cuisine par exemple et de chauffage. Les puissances de chauffage dans chaque zone assurent une température de consigne déterminée par les occupants afin d'assurer leur confort.

La Figure 123 présente l'ensemble des flux d'énergie au sein d'un bâtiment occupé.

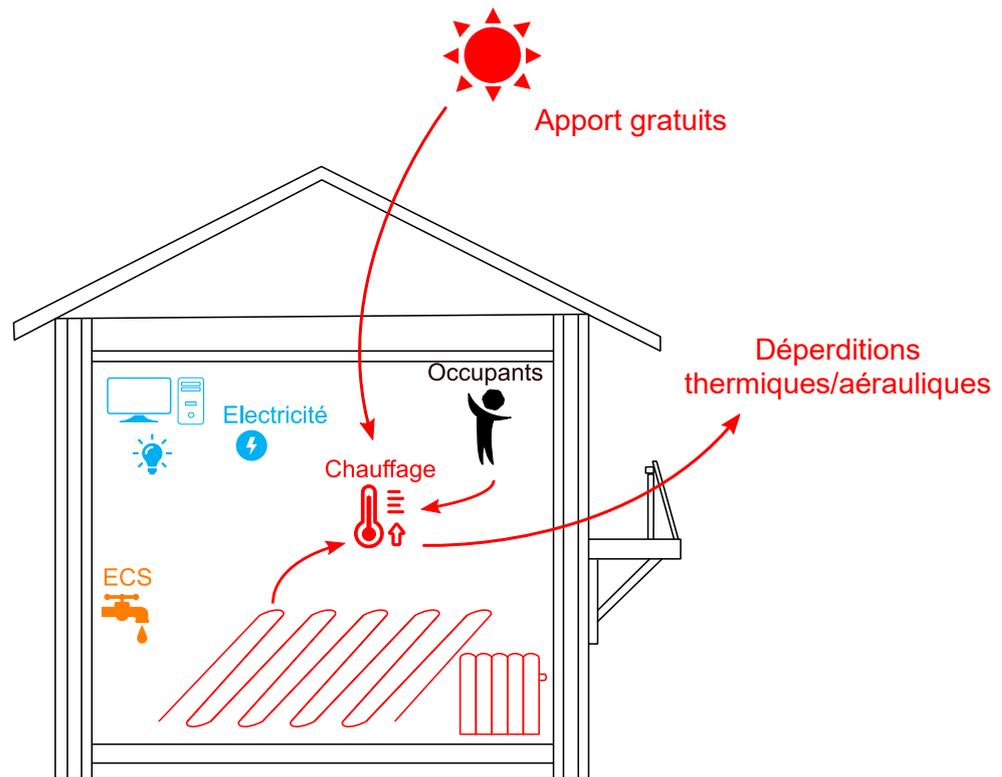


Figure 123 : Flux d'énergie dans un bâtiment en termes de chaleur et d'électricité

Le comportement des habitants est une donnée très importante dans l'estimation des besoins d'un logement. En effet, les besoins d'électricité et d'ECS sont directement dépendants du comportement des occupants. Pour les besoins de chauffage, ils sont dépendants d'une part des déperditions de chaleur par l'enveloppe du bâtiment, des apports solaires, de la ventilation, mais également des occupants car ces derniers vont agir sur la régulation des émetteurs de chaleur dans le but d'atteindre une température de confort. Notons aussi que les habitants agissent comme des producteurs de chaleur dans le bilan d'énergie d'une pièce occupée.

Différents modèles ont été développés afin de prédire les consommations des bâtiments à des pas de temps permettant la mise en place de la modélisation dynamique (inférieurs à 15 min) des consommations d'ECS, de chauffage et d'électricité spécifique. Il apparaît que la modélisation dynamique des besoins et des consommations des bâtiments est un enjeu primordial dans le bon dimensionnement des installations de chauffage. Elle permet notamment :

- Une prise en compte plus précise des apports solaires ;
- Une meilleure prise en compte de l'inertie de l'enveloppe des bâtiments (enjeu important notamment à la relance du chauffage) ;
- De modéliser plus finement les apports internes grâce à des scénarios d'occupations des bâtiments.

Cette première partie présente des résultats récents concernant l'estimation des consommations des bâtiments. Elle présente ensuite la base de données sous la forme de générateurs de profil d'ECS et d'électricité spécifique, qui a été utilisée dans le cadre de ces travaux.

2.1 Besoins en électricité spécifique

Comme rappelé dans la thèse de doctorat de Bouvenot [130], il existe différentes méthodes d'estimation des besoins en électricité et ECS des bâtiments d'habitation [132]. Dans le cas de l'intégration d'un micro-cogénérateur, ces données sont cruciales pour estimer des taux d'autoconsommation notamment. Les principales méthodes sont résumées ci-dessous.

- Méthode expérimentale : cette méthode détermine des profils de consommation à partir d'une instrumentation dense d'un bâtiment. Des bases de données de mesure in situ sont disponibles ;
- Méthode statistique : utilisée principalement pour la détermination des besoins électriques, fortement aléatoires. Cette méthode détermine les besoins en appliquant des coefficients (horaires, quotidiens et mensuels) sur la base de données de consommations globales comme la courbe de consommation nationale par exemple ;
- Méthode stochastique : Cette méthode propose une solution en simulant l'utilisation des postes consommateurs par des courbes de charges aléatoires ;
- Méthode de type « boîte noire » : basée sur des algorithmes génétiques, cette méthode identifie les tendances statistiques ou des corrélations dans le but de prédire les profils de consommations.

2.1.1 Méthodes expérimentales

Au pas de temps d'une heure, Fubara *et al.* [133] présentent des profils de consommation d'électricité spécifique issue d'une base de donnée anglaise [134] pour différents bâtiments résidentiels, avec un nombre d'occupants variable. Les évolutions de consommation en électricité de trois jours représentatifs de chaque semaine (un jour de semaine, samedi et dimanche) sont présentées pour différentes saisons.

Hawkes et Leak [135] pointent les limites des données de consommation à des pas de temps trop importants (typiquement une heure) pour des applications de micro-cogénération. Si pour de grosses installations, les courbes de charge ont tendance à être lissées, autorisant des calculs « grossiers » à des pas de temps importants, pour des micro-cogénérateurs, des pas de temps inférieurs à 15 min semblent préférables pour capter la dynamique des systèmes et prendre en compte correctement la régulation. Les auteurs proposent, pour remédier à ces erreurs, des courbes de charge au pas de temps de 1 min (Figure 124).

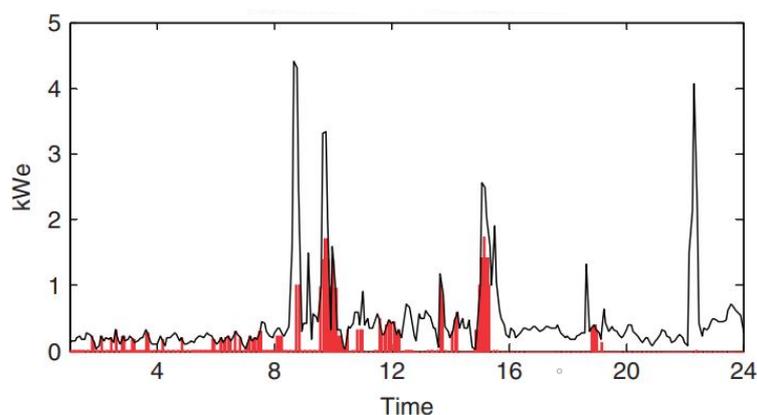


Figure 124 : Courbe de charge électrique (en noir) et production du système de micro-cogénération (en rouge) [135]

L'annexe 42 de l'IEA [136] concernant les systèmes de micro-cogénération pour le domaine résidentiel fournit les résultats d'une campagne expérimentale menée dans des pays d'Amérique du Nord (Canada et USA) et certains pays européens (Suisse, Finlande, Belgique, Royaume-Uni, Allemagne et Portugal). Ces études expérimentales permettent une prise en compte exacte du comportement des occupants mais entraîne une grande dépendance des données aux habitudes de consommation de l'utilisateur. Des questions de répétabilité et de robustesse sont donc posées par cette méthode.

2.1.2 Méthodes statistiques

Ces méthodes consistent à identifier des facteurs de pondération appliqués à un profil de consommation de référence. C'est le cas notamment en France où Enedis [137] propose des facteurs de pondération dépendant du secteur considéré (résidentiel, entreprise, professionnel) et permettant d'obtenir des profils de consommation au pas de temps de 30 min.

Une étude statistique a été menée par Mallor *et al.* [138]. A partir de données expérimentales, des courbes moyennées sont obtenues en fonction des caractéristiques de l'échantillon considéré (type d'habitation, nombre d'habitants...). Il est observé (Figure 125) que les consommations électriques sont très variables pour un même logement (principalement dues au comportement des occupants).

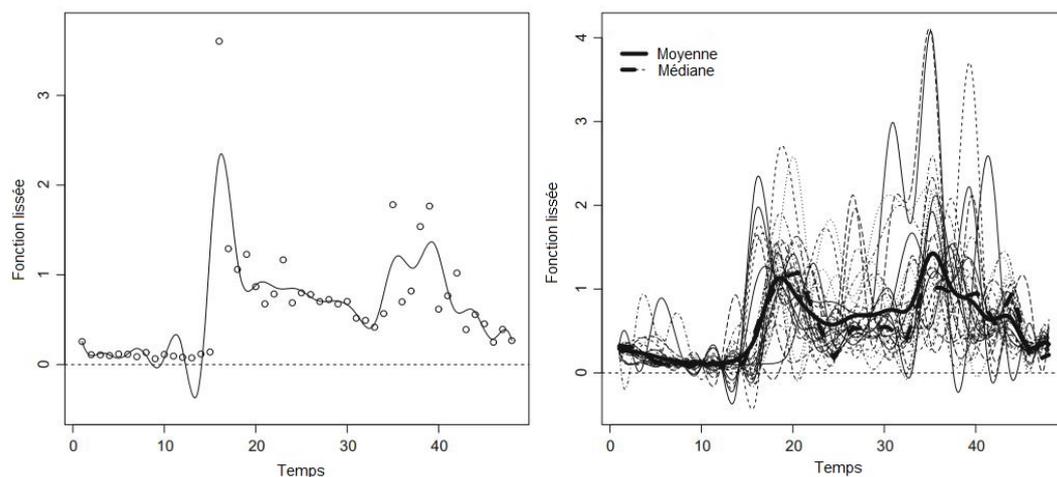


Figure 125 : Allures de consommations électriques dans des logements à partir de données issue d'un compteur pour une journée (à gauche), pour un mois (à droite) pour un même logement [138]

D'autres études présentent des méthodes statistiques de prédiction de profils de consommation [139, 140]. Certaines études vont jusqu'à la distinction des postes de consommation. C'est le cas de celle Bianchi *et al.* [139] qui proposent un profil horaire en fonction des besoins d'éclairage, de froid, de nettoyage, d'image et son, d'informatique et de chauffage. Les profils statistiques ont l'avantage d'être relativement simple à déterminer mais reposent sur l'utilisation d'un profil moyen non représentatif. En réalité, les profils électriques sont très variables.

2.1.3 Méthodes de type « boîte noire »

Les études dites « boîtes noires » utilisent des techniques informatiques d'apprentissage (de type réseaux de neurone) afin d'établir des corrélations pour les profils de consommation électrique. Ce type d'étude a été réalisé par Li *et al.* [140] qui présentent les résultats de l'utilisation d'un algorithme de réseau de

neurones avec apprentissage sur une base de données au pas de temps d'une heure. Une étude similaire a récemment été proposée par Rahman *et al.* [141]. L'intérêt de ces études réside dans la possibilité d'extrapoler sur de longues périodes des données recueillies expérimentalement.

2.1.4 Méthodes stochastiques

Les techniques stochastiques consistent à ajouter un aspect probabiliste à l'élaboration des profils. Ce type de modèle présente une bonne précision et permet l'obtention de profils à faibles pas de temps (jusqu'à une minute). Pour cela deux méthodes existent [142] :

- Les méthodes descendantes estiment, à partir de courbes de charges électriques globales renseignées par les fournisseurs d'électricité, la consommation d'un bâtiment ;
- Les méthodes ascendantes consistent à cumuler les charges de chaque appareil présent dans un bâtiment (fonctionnant chacun selon des lois probabilistes) afin de remonter jusqu'à la consommation globale du bâtiment.

2.2 Besoins en Eau Chaude Sanitaire

Le besoin en ECS est une donnée importante pour le bon dimensionnement d'une installation de micro-cogénération, et donc également pour sa modélisation dynamique. Cette donnée est marquée par de fortes instationnarités dues au comportement des occupants. En micro-cogénération ces besoins occupent une place importante car ils représentent des besoins de chaleur quasi-constants tout au long de l'année, en période de chauffe ou non.

Comme pour les besoins en électricité spécifique, différentes méthodes de détermination des besoins en ECS sont proposées, qu'elles soient statistiques ou stochastiques [143].

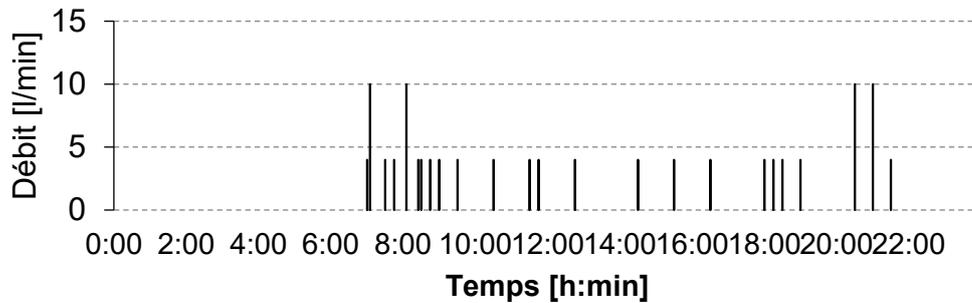
2.2.1 Etudes statistiques

Parmi les méthodes statistiques, nous pouvons citer les méthodes dites normatives qui sont abondamment utilisées dans la littérature. Ce sont généralement celles qui sont utilisées pour les calculs réglementaires. A l'image des méthodes de détermination des profils électriques, l'objectif est de déterminer un profil de puisage d'ECS (un débit et un écart de température) pour une journée type, en prenant en compte les variations saisonnières à l'aide de coefficients pondérant un profil type.

L'AICVF [144] propose des profils différents selon les saisons. La méthode proposée prend en compte le nombre de pièces d'habitation du logement. Sur le plan européen, la norme EN 16147 [145] fournit des profils de puisage en fonction du nombre de litres soutirés par jour et par habitant (à une température de 55 °C). La Figure 126 présente les paramètres des différents puisages ainsi qu'une illustration d'un profil sur une journée pour une température d'eau du réseau de 10 °C.

Type de puisage	Charge journalière [kWh/jour]
S	2,10
M	5,85
L	11,66
XL	19,07
XXL	24,53

(a)



(b)

Figure 126 : (a) Paramètres des puisages proposés par la norme EN16147
(b) Illustration du puisage L

2.2.2 Méthodes stochastiques

Le calcul probabiliste des productions d'ECS suppose la prise en compte du comportement des usagers. Dans les faits, ces modèles s'appuient sur des lois de probabilité afin de déterminer les durées et les débits de soutirage d'ECS.

Pour une application de micro-cogénération, Rosato *et al.* [146] propose de générer des profils via une méthode ascendante par sommation de tous les types de puisages rencontrés dans un bâtiment afin d'obtenir un profil de puisage au pas de temps d'une minute. La Figure 127 présente trois profils de puisage obtenus pour différentes périodes de l'année.

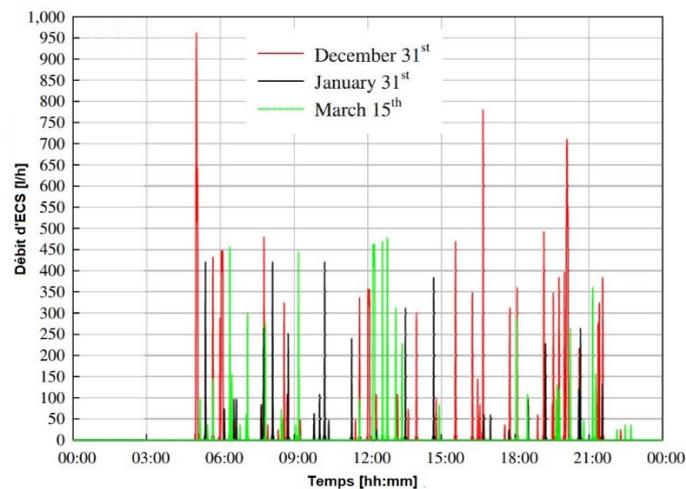


Figure 127 : Profils de puisage obtenus par une méthode stochastique ascendante [146]

La NREL [147] développe également un modèle stochastique de détermination des profils de puisage. Les profils sont définis en s'appuyant sur des probabilités d'utilisation, de volumes de puisage et de temps d'utilisation des postes consommateurs au sein des bâtiments. A titre d'illustration, nous proposons en Figure 128 le profil de probabilité d'usage de la douche proposé dans cette étude.

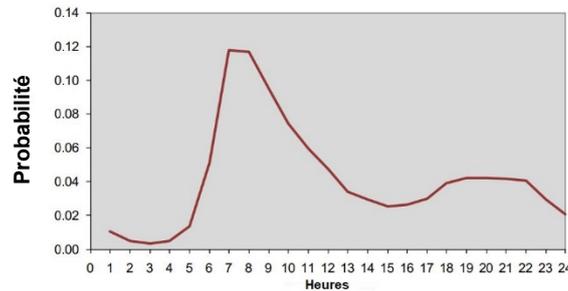


Figure 128 : Répartition de probabilité d'usage d'une douche [147]

3 Modélisation du bâtiment et de ses besoins

La modélisation de l'intégration de l'unité de micro-cogénération considérée à un bâtiment est possible grâce, dans un premier temps, à la connaissance des besoins du bâtiment. Puis, dans un second temps, les productions de chaleur et d'électricités du micro-cogénérateur doivent être connues.

Les besoins du bâtiment sont composés des besoins d'électricité et de chaleur pour l'ECS et le chauffage. Les besoins de chauffage, très dépendants des conditions extérieures et des caractéristiques du bâtiment (performances de l'enveloppe, températures de consigne) seront déduits de simulations thermiques dynamiques d'un bâtiment de type résidentiel.

3.1 Descriptif du bâtiment modélisé

Le bâtiment modélisé est l'une des maisons individuelles présentes sur la plateforme INCAS de l'INES à Chambéry.

Notons que ce bâtiment a déjà été utilisé pour des travaux portant sur l'intégration de fenêtres pariéto-dynamiques au bâtiment [148]. La maison possède un étage (R+1) pour une surface hors œuvre nette de 97,5 m². Le volume intérieur de la maison INCAS est 277,2 m³ pour une surface donnant sur l'extérieur de 203,8 m². Elle comprend une cuisine, une salle à manger/séjour, une buanderie, un hall d'entrée et un WC au rez-de-chaussée. A l'étage se trouvent trois chambres, une salle de bain et un WC. Les caractéristiques des parois de la maison sont rappelées en Annexe 2.

Nous considérons que les pièces chauffées sont la salle de bain, la cuisine, la salle à manger/salon, et les trois chambres. Les zones chauffées sont représentées en rouge sur les plans présentés par la Figure 129. Le volume du rez-de-chaussée comprenant la cuisine, le salon et la salle à manger est équipé d'un plancher chauffant et d'un radiateur en complément. A l'étage, toutes les chambres ainsi que la salle de bain sont équipées de radiateurs.

Notons que les émetteurs sont modélisés à l'aide de modèles préexistants disponibles dans les bibliothèques du logiciel TRNSYS. La modélisation de ces émetteurs est réalisée à partir de lois d'émissions. Des bilans d'énergie au niveau

de chaque émetteur permettent ensuite d'estimer les apports en chaleur dans chaque zone chauffée et de connaître les températures de retour des réseaux.

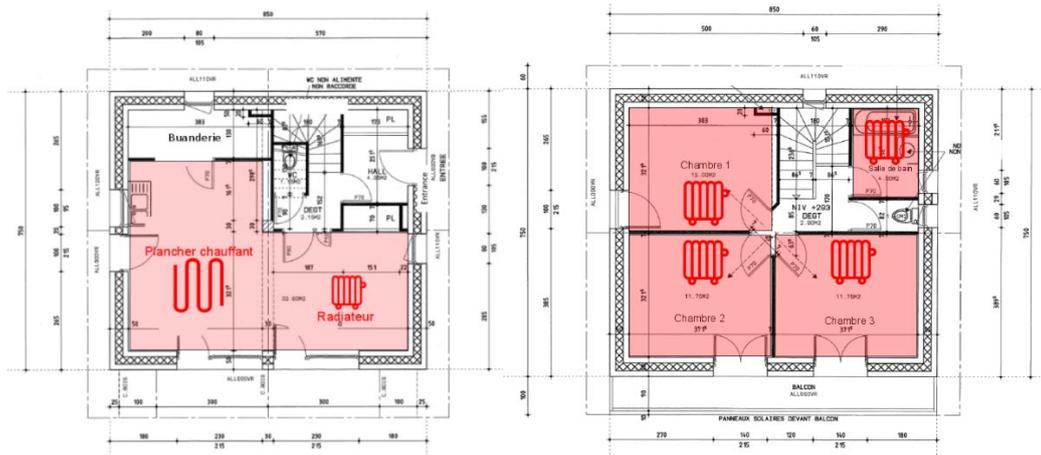


Figure 129 : Plan du rez-de-chaussée (à gauche) et de l'étage (à droite) de la maison INCAS

3.2 La ventilation

La ventilation est un poste important de déperdition de chaleur et doit être pris en compte dans l'établissement du bilan thermique d'une zone chauffée. Ainsi, les déperditions de chaleur par la ventilation sont déterminées en tenant compte dans la modélisation d'une ventilation simple flux utilisant des débits réglementaires (déterminés par la norme EN 12831). Les débits de ventilation considérés sont rappelés dans le Tableau 17.

Pièce	Débit de ventilation
Cuisine/salon	105 m ³ /h
Salle de bain	30 m ³ /h

Tableau 17 : Débits réglementaires pour un logement de 5 pièces

Si une partie du renouvellement d'air dans une pièce est piloté par un système de ventilation, il existe également des infiltrations d'air qui sont à prendre en compte dans le bilan thermique. Ainsi, pour le débit d'infiltration, l'utilisation du facteur n_{50} permet de prendre en compte le taux de renouvellement d'air pour un bâtiment entier sous une différence de pression de 50 Pa [128]. Il est alors calculé de la manière suivante :

$$Q_{inf} = 2n_{50}e\varepsilon \quad (59)$$

avec, n_{50} , le taux horaire de renouvellement d'air, e le coefficient d'exposition et ε le facteur correctif de hauteur. Une expression fournie par le CETE (Centre d'Etude Technique de l'Équipement) de Lyon [149], propose de relier l'indice de perméabilité à l'air I_4 d'un bâtiment à sa valeur de n_{50} , selon la relation suivante :

$$n_{50} = \frac{I_4}{\left(\frac{4}{50}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{V_{int}}{A_{ext}}} = 1,62 \text{ vol} / h \quad (60)$$

En 2012, la moyenne de la perméabilité à l'air, fournie par l'observatoire BBC-Effinergie, était $I_4 = 0,41 \text{ m}^3/\text{h.m}^2$. Ainsi en considérant e à une valeur de 0,03 et un coefficient ε avec une valeur de 1 pour un bâtiment de plain-pied, la valeur du débit d'infiltration est de $0,097 \text{ m}^3/\text{h}$ pour notre étude.

3.3 Le chauffage

En première approximation, le comportement des habitants est modélisé par la nécessité de chauffer les zones thermiques au cours des périodes d'occupation, à la température de consigne. Les besoins de chaleur de la maison INCAS sont déduits de la simulation thermique dynamique du bâtiment réalisée sur une année à l'aide du logiciel TRNSYS©. Ces calculs fournissent notamment les puissances nécessaires au maintien des températures de consigne (Figure 130) dans les zones thermiques.

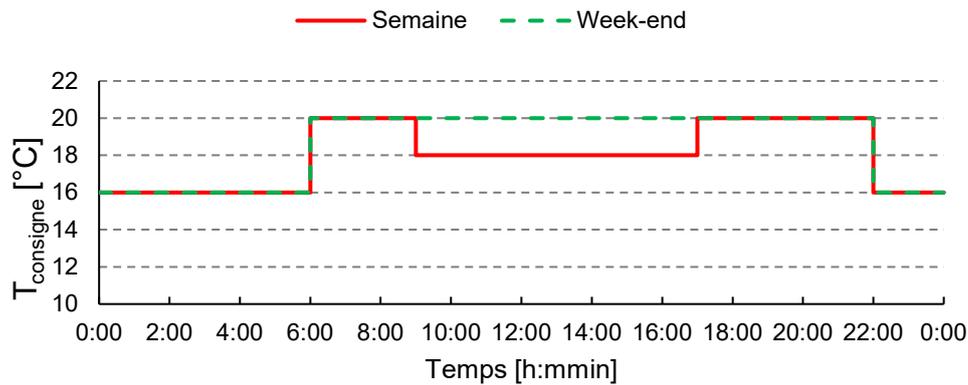


Figure 130 : Températures de consigne dans l'ensemble des zones thermiques du bâtiment

Afin de présenter les besoins du bâtiment en chauffage, nécessaires au maintien des températures de consignes dans les pièces de l'habitation sont présentés par la Figure 131.

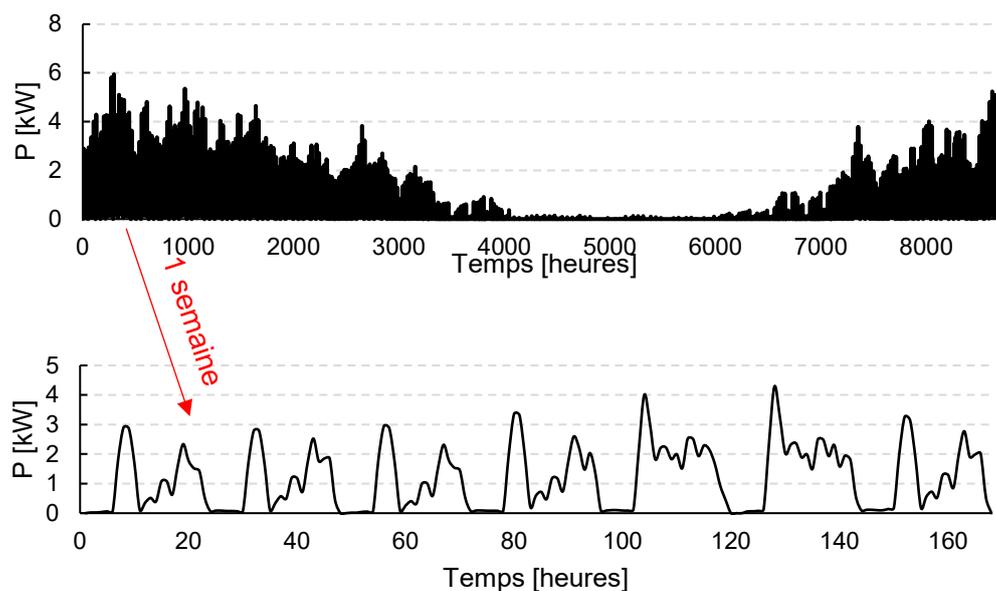


Figure 131 : Profil de puissance annuel et hebdomadaire pour le chauffage

Enfin, à partir de la connaissance de la puissance de chauffage nécessaire au maintien du confort thermique dans le bâtiment, la monotone de chaleur du bâtiment peut être tracée (Figure 132). On rappelle que la monotone de chaleur indique le nombre d'heures où le besoin en chaleur correspond à la puissance indiquée en ordonnée. Cette monotone est une synthèse des besoins de chauffage de l'installation. Cette représentation est régulièrement utilisée pour le dimensionnement d'installation de micro-cogénération.

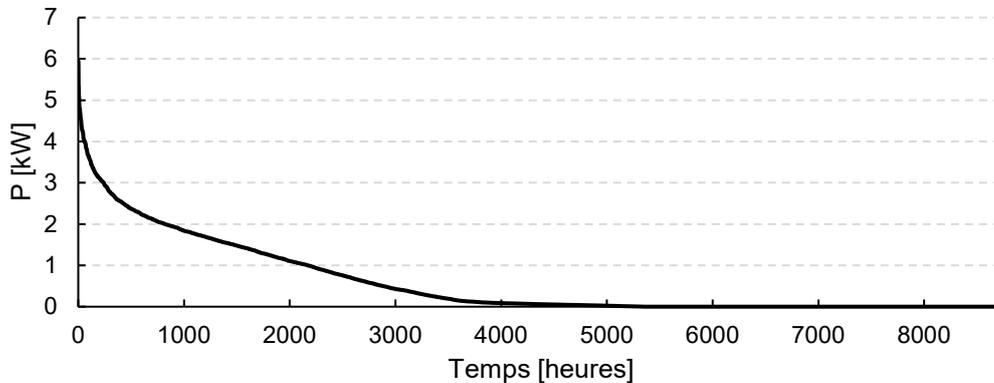


Figure 132 : Monotone de chauffage du bâtiment

Classiquement (pour des technologies au gaz par exemple) une règle de dimensionnement d'une installation de micro-cogénération consiste à maximiser l'aire de la courbe comprise entre les puissances maximale et minimale que peut fournir le micro-cogénérateur.

Usuellement, on considère que l'optimum de la puissance thermique d'un micro-cogénérateur se situe au tiers de la puissance maximale de chauffage [150]. Ces données permettent de dimensionner un micro-cogénérateur afin de favoriser le fonctionnement continu de l'installation. Autrement dit, ce dimensionnement tend à faire fonctionner le micro-cogénérateur en base chaleur et nécessite donc l'utilisation d'un appoint. Cela évite de nombreux cycles de démarrage/arrêt qui dégradent l'installation.

Pour le micro-cogénérateur solaire considéré, nous avons choisi d'étudier son intégration au bâtiment sans prendre en compte ces règles de dimensionnement. Nous nous positionnons dans une logique d'autoconsommation de la puissance thermique et électrique générée, dans le cas où le bâtiment ne serait pas relié au réseau par exemple. Notons que l'installation sera largement surdimensionnée pour les besoins de chaleur, si elle n'est reliée qu'à un seul bâtiment.

3.4 L'électricité spécifique

Au cours de ces travaux nous avons choisi d'utiliser un modèle stochastique ascendant pour obtenir les profils d'électricité. Un état de l'art des modèles disponibles nous a conduit à choisir le modèle développé par le CREST (« Center for Renewable Energy Systems Technology »). Une description détaillée du modèle est présentée dans l'article de McKenna et Thomson [151].

Un pas de temps de quinze minutes a été utilisé pour la modélisation de la charge en électricité du bâtiment. Ce choix résulte de la nécessité d'un pas de temps relativement faible afin de modéliser la dynamique du fonctionnement du micro-cogénérateur.

La Figure 133 présente un exemple de résultat des consommations électriques obtenus avec le modèle stochastique. Afin d'estimer les besoins annuels, nous proposons également une représentation sous forme de monotone des besoins électriques (Figure 134).

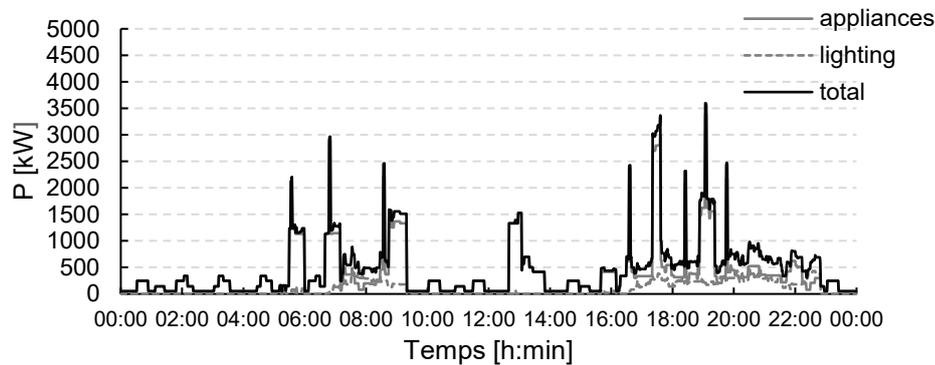


Figure 133 : Puissance électrique consommée (appliances = appareils, lighting = éclairage)

De la même manière que pour la monotone de chaleur, la monotone électrique présente les besoins en électricité du bâtiment pour une année. Pour un bâtiment de quatre occupants, les puissances électriques consommées sont donc triées par ordre décroissant. Cette représentation fournit une vision d'ensemble des puissances électriques utilisées par le bâtiment.

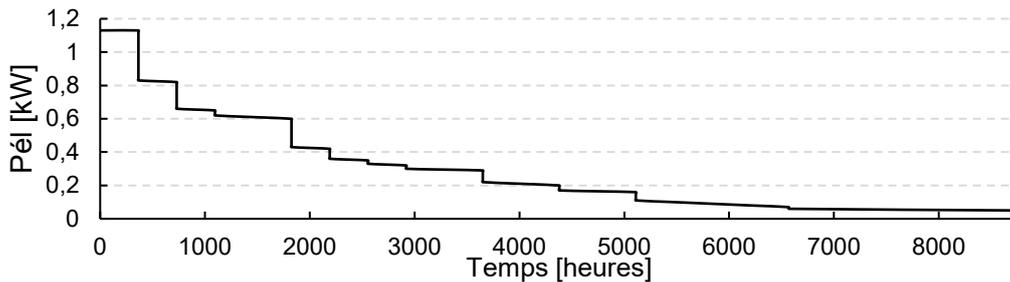


Figure 134 : Monotone des besoins électriques

3.5 L'eau chaude sanitaire

Le générateur de profils proposé par le CREST est également utilisé pour déterminer les besoins d'ECS de la maison INCAS. En renseignant le nombre d'occupants, le modèle génère un profil de soutirage d'ECS (Figure 135) à une température de 60 °C avec un pas de temps d'une minute.

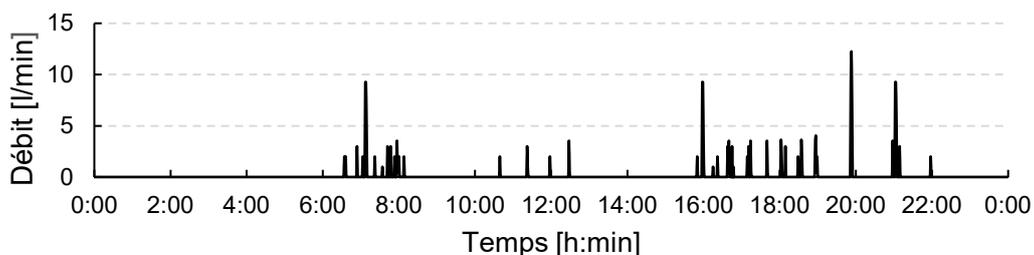


Figure 135 : Allure d'un profil de soutirage d'ECS obtenu par le modèle stochastique CREST

Ces profils de consommations sont utilisés pour déterminer le profil de puissance nécessaire pour la production d'ECS au cours de l'année (Figure 136). Les jours de semaine et le week-end ont été définis par des profils différents.

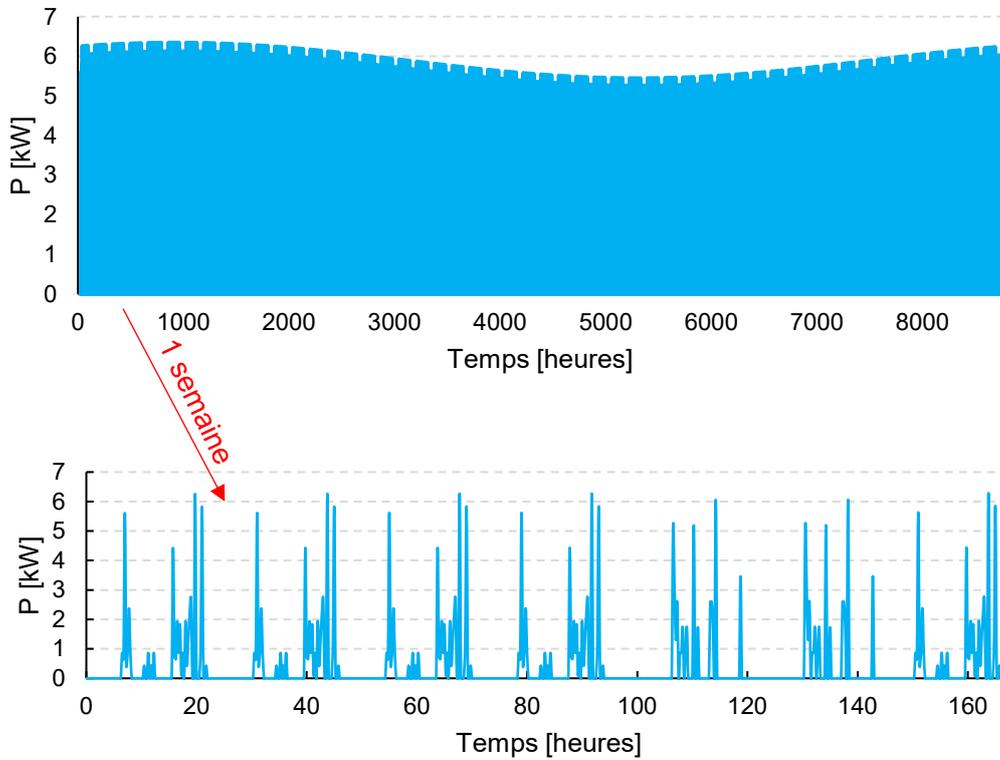


Figure 136 : Profil de puissance annuel et hebdomadaire pour la production d'ECS

4 Description de la modélisation TRNSYS

Nous présentons dans cette section l'architecture de la modélisation TRNSYS. Cette étude s'appuie sur la modélisation du micro-cogénérateur et de son intégration hydraulique au bâtiment. Pour le micro-cogénérateur, les circuits primaires et secondaires sont traités séparément. Le réseau de distribution est également présenté et sa stratégie de régulation sera présentée en section 5.1. Enfin, la modélisation du bâtiment est réalisée grâce au Type 56.

4.1 Le circuit primaire

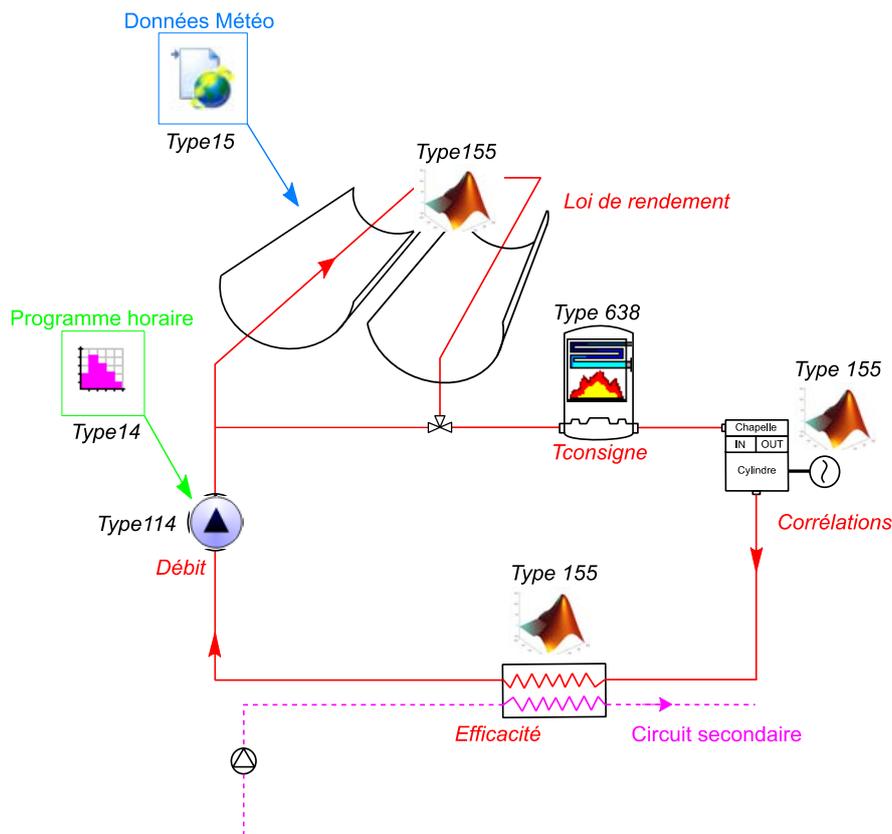


Figure 137 : Principe de la modélisation TRNSYS pour le circuit primaire

Le circuit primaire est l'une des parties les plus délicates à modéliser. En effet, l'originalité du prototype empêche l'utilisation de modèles (« Type ») déjà existants dans la bibliothèque TRNSYS. Afin d'implémenter les corrélations déterminées expérimentalement et d'avoir accès à une base de données des propriétés thermophysiques de l'eau, le logiciel Matlab a été utilisé.

Sur la Figure 137, les principaux « Type » permettant la modélisation du circuit primaire sont représentés en noir. Entre chacun de ces « Types », les principales informations transmises sont le débit, l'enthalpie et la pression qui permettent de réaliser des bilans d'énergie. Le programme horaire est la principale régulation présentée en vert. En rouge sont représentés les paramètres d'entrée de chaque élément. Notons que la charge du ballon de stockage thermique est une donnée déterminante dans la régulation de l'installation. Le fonctionnement de l'installation sera décrit en section 5.1. Enfin, les données météorologiques, représentées en bleu permettent d'avoir accès à l'évolution de l'ensoleillement et de la température extérieure en fonction de la position géographique considérée. Nous considérons que l'installation est située à La Rochelle.

Notons que la Figure 137 propose une modélisation où la chaudière d'appoint est située sur le circuit primaire. Nous verrons en section 6 qu'il est possible d'envisager d'autres options d'intégration de l'appoint.

4.2 Le circuit secondaire

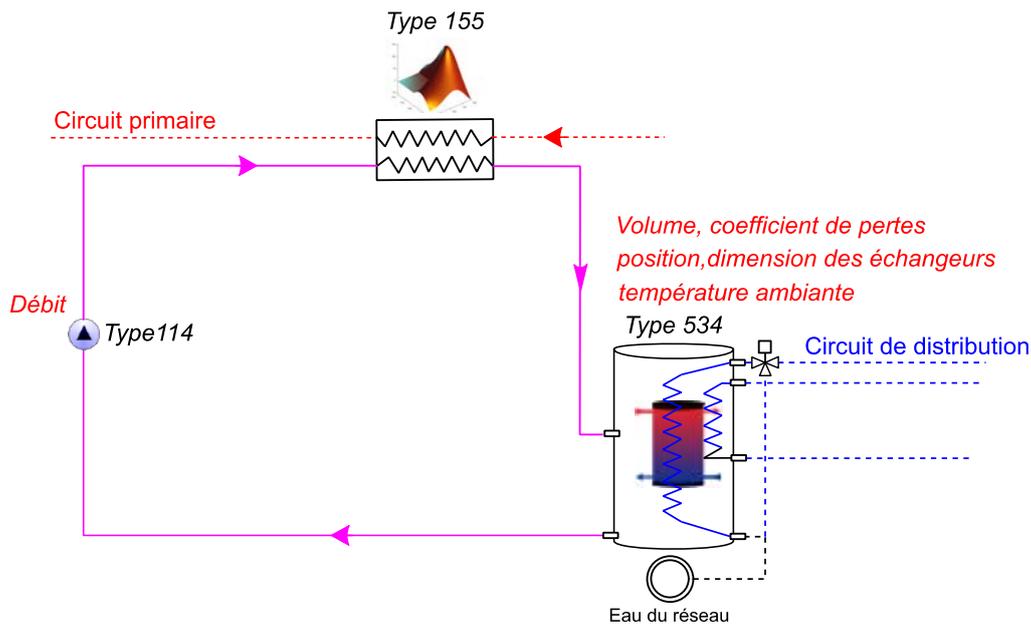


Figure 138 : Principe de la modélisation TRNSYS pour le circuit secondaire

Le circuit secondaire est représenté par la Figure 138. Les informations transmises entre les différents types sont principalement le débit, la température et la pression de l'eau dans le circuit.

Les paramètres fixés par l'utilisateur sont représentés en rouge. Pour le circuit secondaire, mis à part le débit de circulation, ces paramètres concernent le dimensionnement du ballon de stockage et des échangeurs de chaleur en son sein. Nous avons considéré un ballon comportant deux échangeurs internes afin d'assurer les besoins du réseau de chauffage et d'ECS. Notons que dans le cas où il n'y a pas de risque de gel, l'échangeur du réseau de chauffage n'est pas nécessaire. Le volume du ballon de stockage est fixé à 2 m³. L'alimentation du ballon est située en partie médiane afin de garantir un stock de chaleur en haut de ballon, y compris au moment de la relance du matin, lorsque le ballon est chargé avec de l'eau à basse température.

La température dans le ballon de stockage est une donnée importante car elle est une condition de marche ou d'arrêt de l'installation. En effet, le micro-cogénérateur fonctionne tant que le ballon de stockage n'est pas chargé soit tant que la température moyenne du ballon est inférieure à 85 °C. Le détail des caractéristiques du ballon est fourni en Annexe 5.

4.3 Le circuit de distribution et le couplage au bâtiment

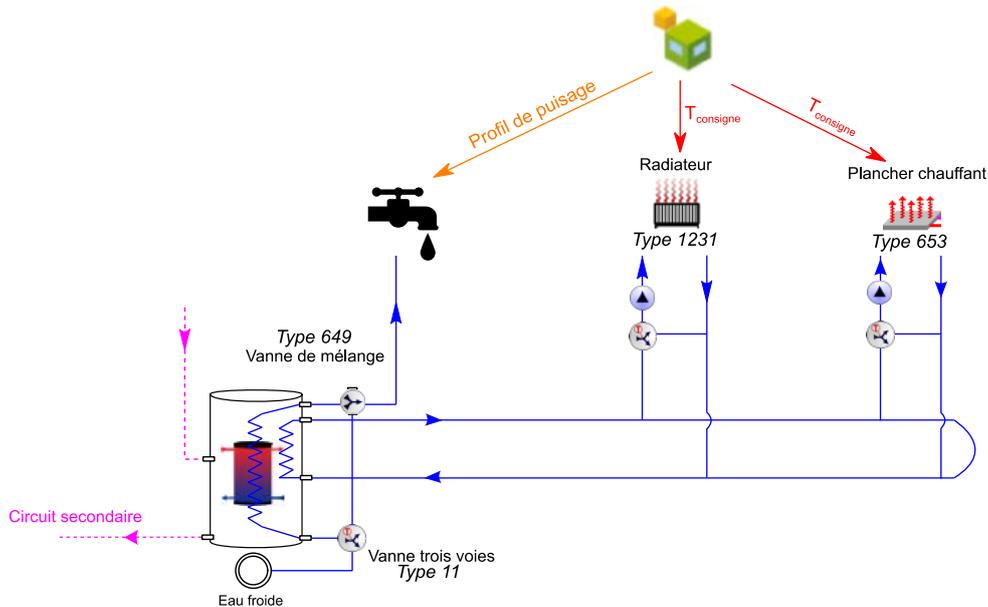


Figure 139 : Schéma de principe de la modélisation TRNSYS© pour le circuit de distribution

Enfin, le circuit de distribution est présenté par la Figure 139. Pour le réseau d'ECS, une vanne trois voies répartit les débits vers le ballon et vers une vanne de mélange en fonction d'une consigne sur la température de puisage d'ECS égale à 60 °C. Notons que les pertes de chaleur situées dans la tuyauterie n'ont pas été prises en compte pour cette étude.

Les pompes se trouvent au départ de chaque réseau hydraulique. Il existe deux réseaux de chauffage dans cette installation : un réseau de radiateur composé par cinq radiateurs et un réseau pour le plancher chauffant. Par souci de clarté nous ne représentons qu'un radiateur sur la Figure 139.

Pour chaque émetteur, des vannes trois voies permettent d'adapter la température de départ des réseaux en fonction d'une loi d'eau. Les puissances de chauffage sont ensuite injectées dans le bâtiment via le « Type 56 » sous forme de gains dans chaque zone. Le calcul de la puissance thermique émise dans chaque zone prend en compte la température ambiante dans la pièce.

Modélisation des émetteurs

Le régime d'eau des radiateurs est déterminé pour avoir un écart de température de 55/40 °C pour des conditions extérieures de -5 °C. Ce dernier permet le dimensionnement des émetteurs (Annexe 4). Pour le plancher chauffant un régime de 35/28°C est considéré avec un débit de 120 kg/h.

Notons que l'activation de la pompe qui alimente le réseau des radiateurs est réalisée par un programme horaire, des sécurités sur la température extérieure et la température ambiante. Ainsi, le réseau de chauffage est alimenté selon un programme horaire, mais également si la température extérieure chute en dessous de -5 °C ou si la température ambiante dans la pièce principale descend en dessous de 15 °C.

Le réseau de distribution

Nous détaillons en Figure 140 le fonctionnement du réseau de radiateur implémenté dans la simulation. Pour le plancher chauffant, la stratégie de régulation est semblable, sans modification du débit.

L'atteinte de la température de consigne dans chaque pièce du bâtiment est principalement assurée par :

- La température de départ du réseau qui est calculée à l'aide d'une loi d'eau en fonction de la température extérieure ;
- Le dimensionnement des émetteurs qui est réalisé par des lois usuelles décrites dans l'Annexe 4 ;
- La régulation du débit dans chaque radiateur qui en pratique, est réalisé par l'utilisateur par manipulation des robinets thermostatiques [152] [153]. Une loi de régulation proportionnelle du débit en fonction de l'écart de température entre la consigne et la température ambiante a été considérée dans notre étude. Cette loi fournit un signal d'ouverture entre 0 et 1 calculé à partir de l'écart de température entre la température ambiante et la température de consigne (voir Figure 140).

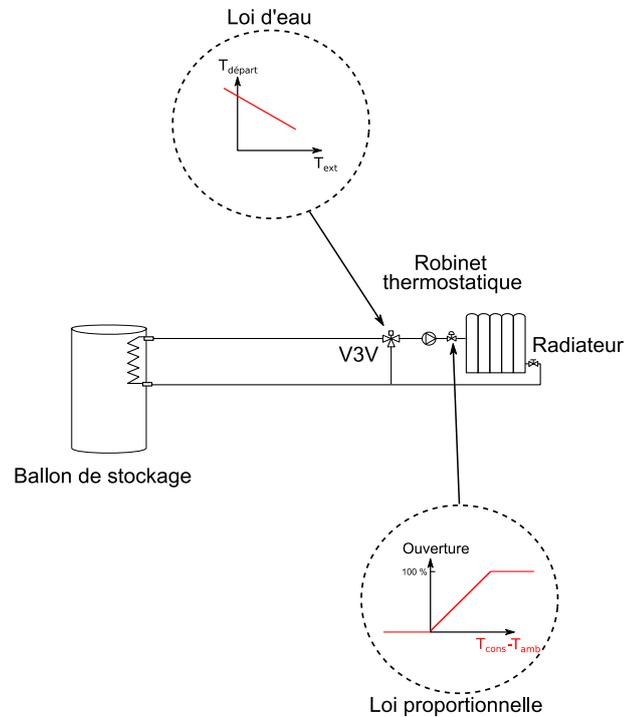


Figure 140 : Schéma de principe du réseau de radiateur

Par la suite, la puissance émise par le radiateur est calculée par la loi d'émission (61) puis prise en compte dans le bilan thermique de la zone comme un gain.

$$\dot{Q}_{radiateur} = c(T_s - T_{amb})^n = \dot{m}C_p(T_{eau,in} - T_{eau,out}) \quad (61)$$

où c et n sont des constantes dépendantes du type de radiateur considéré et des conditions de fonctionnement nominales.

5 Hybridation avec appoint sur la boucle primaire

Il existe différentes stratégies d'utilisation d'un micro-cogénérateur [130]. Elles diffèrent selon les objectifs visés :

- Le suivi de la demande thermique : le micro-cogénérateur est démarré lorsque le stockage thermique est déchargé ou dès qu'il y a un besoin thermique dans le cas d'une installation sans stockage ;
- Le suivi de la demande électrique [146] : le micro-cogénérateur module sa production en fonction de la consommation électrique ;
- La minimisation de la consommation d'énergie primaire [154] : le micro-cogénérateur est démarré si son impact en énergie primaire est plus faible que celui de l'appoint. Pour le cas d'une chaufferie, le bilan en d'énergie primaire du système est évalué en temps réel et permet de choisir entre l'utilisation d'un auxiliaire (ex : chaudière) ou du micro-cogénérateur ;
- La minimisation des coûts d'exploitation [155] : le micro-cogénérateur est démarré lorsque le coût de l'électricité et de la chaleur produite devient plus faible que pour une production séparée, cette stratégie se base sur un calcul dynamique du prix du gaz et de l'électricité. Le calcul des performances du micro-cogénérateur à charge partielle est nécessaire pour cette stratégie d'utilisation.

Le cas étudié dans ces travaux est particulier car la source d'approvisionnement du micro-cogénérateur est renouvelable et intermittente. Dès lors, les dernières stratégies d'utilisation présentées ne sont pas pertinentes. En effet, la consommation d'énergie primaire sera systématiquement meilleure pour le système utilisant l'énergie solaire comme source d'énergie. De plus, l'énergie solaire pouvant être considéré comme gratuite, il semble également toujours pertinent de faire fonctionner l'installation lorsque la ressource solaire est disponible.

Pour le cas de l'ajout d'un appoint sur la boucle primaire, l'objectif est d'obtenir une production d'électricité et de chaleur en journée, selon un programme horaire. Un tel fonctionnement garantit une production électrique au cours de la journée, lorsque les besoins sont importants et permet donc de favoriser l'autoconsommation électrique. De plus, un fonctionnement en journée permet la récupération de l'énergie solaire.

Nous considérons ici le cas d'un générateur de vapeur en appoint utilisant une ressource renouvelable : une chaudière biomasse. Cet appoint remplace donc le surchauffeur électrique actuellement utilisé sur le prototype et garantit une continuité de la production de vapeur. La stratégie de régulation devra respecter les conditions suivantes :

- La génération de vapeur est réalisée quelles que soient les conditions d'ensoleillement. Le moteur peut donc fonctionner de manière continue selon un programme horaire prédéfini ;
- En cas de besoins électriques, si le ballon de stockage est chargé, l'approvisionnement électrique s'effectue par le réseau.

Dans la suite de cette étude, nous considérons pour la modélisation que le circuit primaire est composé du concentrateur solaire, de la chaudière biomasse, du moteur à vapeur, de la pompe haute pression et d'un échangeur. L'objectif est de réaliser des bilans d'énergie aux bornes de chacun de ces éléments afin d'anticiper les productions de l'installation. Il s'agit donc d'une modélisation simplifiée du prototype puisque de nombreux éléments (bâche à eau, vanne de régulation de pression...) ne sont pas modélisés.

Notons que nous n'avons pas considéré la pompe haute pression dans le bilan énergétique de l'installation, celle-ci ayant une consommation électrique faible devant les puissances mises en jeu.

Nous présentons par la suite les conditions de fonctionnement du micro-cogénérateur puis les résultats de simulation réalisées sur deux semaines : une semaine d'été et d'hiver. Pour chaque simulation, les grandeurs caractéristiques (température, débits et puissances) sont présentées pour le circuit primaire, le circuit secondaire et le circuit de distribution.

5.1 Etude du fonctionnement

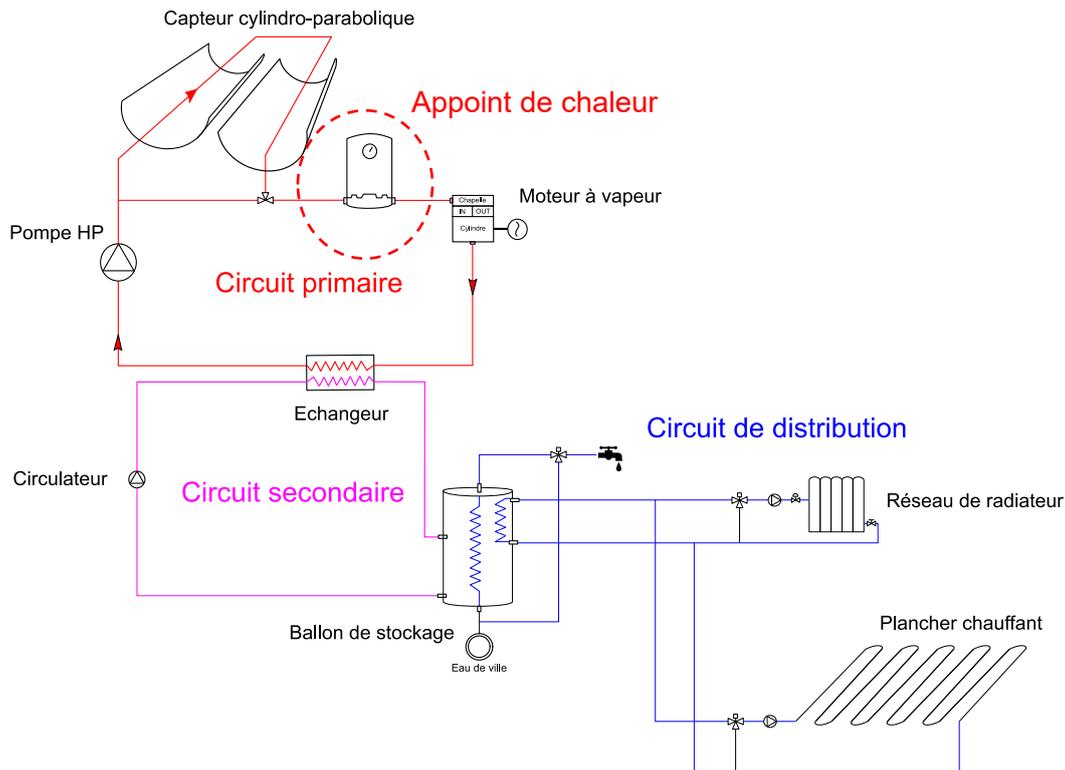


Figure 141 : Schéma de principe (priorité électrique)

Cette partie concerne la description du fonctionnement de l'installation avec l'appoint de chaleur situé sur la boucle primaire. Sur la Figure 141, le circuit primaire est représenté en rouge avec ses principaux composants : le capteur cylindro-parabolique, la chaudière d'appoint, le moteur à vapeur, le skid hydraulique représenté par un échangeur global et la pompe haute pression. En violet est représenté le circuit secondaire qui permet de récupérer la chaleur au niveau de l'échangeur et d'assurer la charge du ballon de stockage. Enfin en bleu est représenté le circuit de distribution. La chaleur est puisée dans le ballon de stockage et permet d'alimenter les trois réseaux : un réseau de radiateurs, un plancher chauffant et un réseau d'ECS.

Les résultats de la simulation étant très dépendants des conditions d'utilisation, une attention particulière est donnée aux conditions de fonctionnement. Pour cela, nous détaillons ci-après le fonctionnement de chaque élément simulé.

Micro-cogénérateur

Le micro-cogénérateur fonctionne entre 10 h et 18 h afin de fonctionner en journée et de favoriser l'utilisation de la ressource solaire.

Le concentrateur solaire

Le concentrateur fonctionne lorsque l'ensoleillement est supérieur à 200 W/m^2 . En dessous de cette valeur, les pertes thermiques sont plus importantes que les apports, il n'est donc pas pertinent d'avoir recours à la ressource solaire.

La chaudière

La régulation de la puissance de la chaudière permet de garantir une température de consigne à sa sortie. La puissance de la chaudière est ainsi modulée dynamiquement afin d'obtenir une surchauffe en entrée de moteur de $100 \text{ }^\circ\text{C}$.

Le moteur

La vitesse de rotation du moteur est fixée à 700 tr/min et la pression à l'échappement est fixée à 1 bar , ce qui correspond aux valeurs mesurées expérimentalement sur le prototype.

La pompe haute pression

La pompe haute pression impose un débit de 30 kg/h dans la boucle primaire de l'installation. Côté haute pression, une pression de consigne de 30 bars a été imposée, correspondant aux conditions de fonctionnement du moteur.

La boucle secondaire

Le débit dans la boucle secondaire est fixé à 1000 kg/h , correspondant aux valeurs expérimentales.

5.2 Analyse de la réponse des différents circuits

Nous avons choisi de présenter l'évolution de l'irradiation solaire et de la température extérieure au cours des deux semaines considérées (Figure 142). Issues de la base de données Météonorm, ces deux semaines ont été choisies car elles présentent des variations d'ensoleillement. En haut, les données d'ensoleillement et de température extérieure représentées correspondent à une semaine d'été (période estivale), en dessous les données sont celles d'une semaine d'hiver (période hivernale).

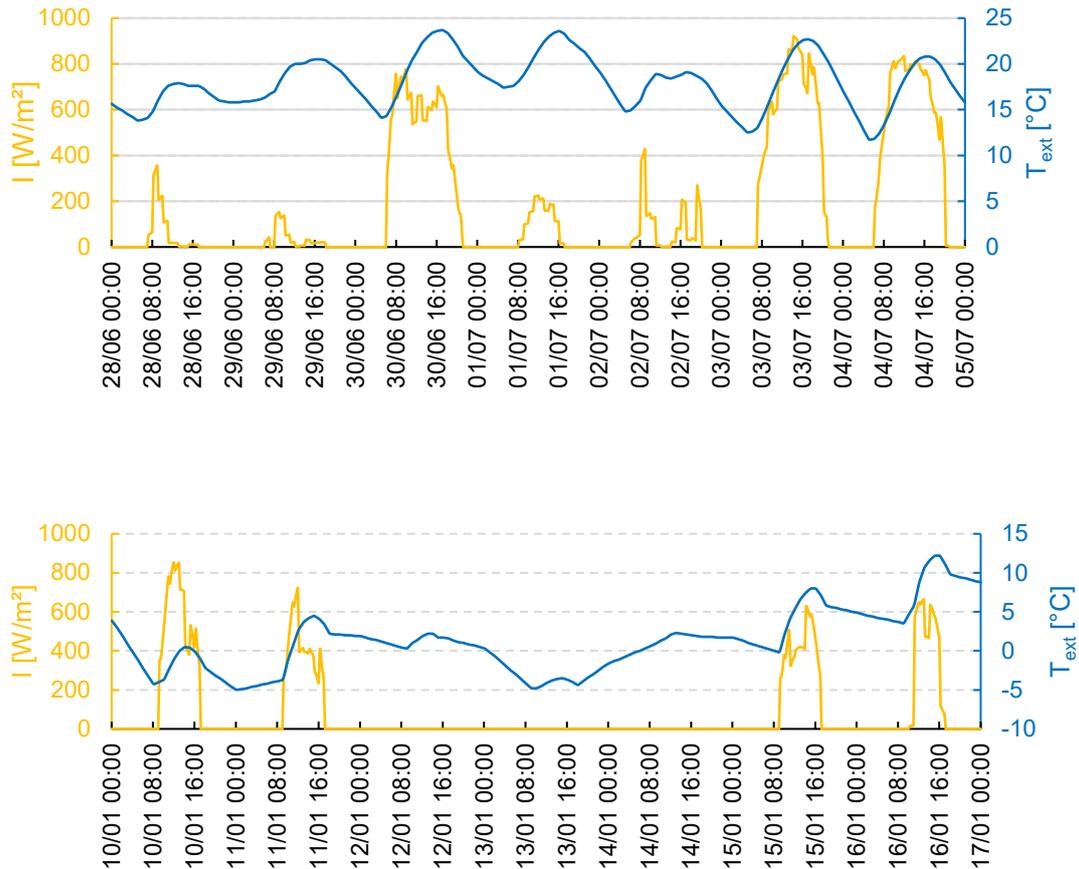


Figure 142 : Evolution de l'irradiation solaire et de la température extérieure, période estivale (haut), période hivernale (bas)

Les deux semaines présentées ont des allures d'ensoleillements équivalentes, avec, pour la semaine estivale trois journées pleinement ensoleillées et, quatre journées ensoleillées pour la période hivernale. Le choix de présenter des semaines moyennement ensoleillées a été fait afin de mieux comprendre la gestion de l'installation en cas d'ensoleillement faible. Il est évident qu'une semaine plus ensoleillée aurait conduit à une plus grande proportion d'énergie provenant du capteur cylindro-parabolique. Concernant la température extérieure, elle est voisine de 20 °C pour la semaine d'été. En hiver, cette valeur est nettement plus faible avec des chutes jusqu'à -5 °C.

5.2.1 Le circuit primaire

Pour ces deux semaines, nous étudions les puissances thermiques générées par le concentrateur solaire et par la chaudière (Figure 143). La prise en compte de l'inertie thermique de la chaudière et du concentrateur est visible en début de chaque essai sur les puissances délivrées.

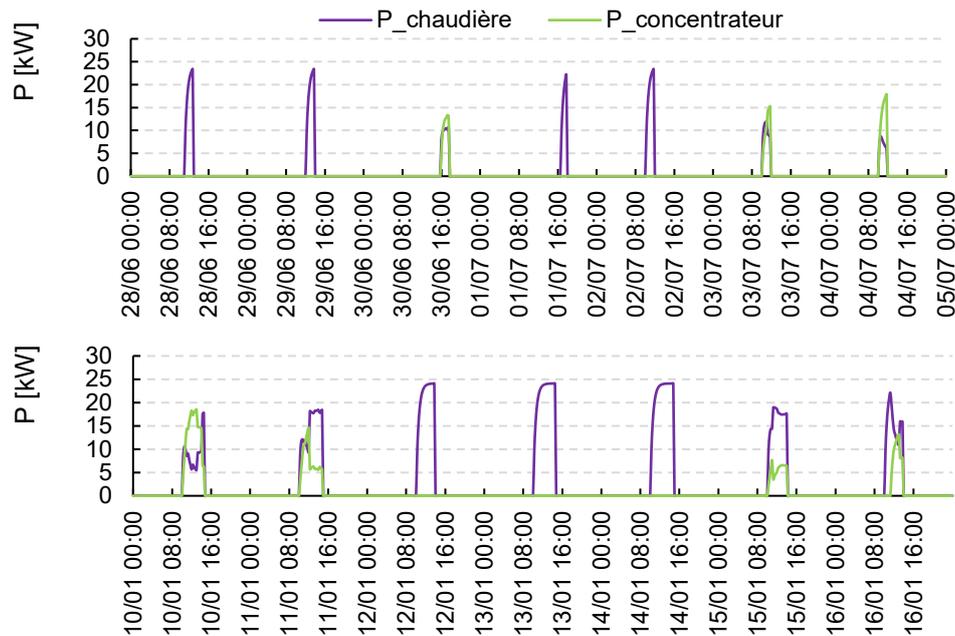


Figure 143 : Evolution de la puissance du concentrateur et de la chaudière, période estivale (haut), période hivernale (bas)

Pour certaines journées peu ensoleillées, l'installation fonctionne uniquement sur l'appoint. Pour les journées ensoleillées, l'utilisation de l'appoint est nécessaire étant donné que l'installation fonctionne selon un programme horaire. Ainsi, au démarrage de l'installation, l'ensoleillement n'est pas suffisant pour que l'installation fonctionne uniquement grâce à l'apport solaire.

Afin d'éviter ce phénomène, un pilotage de l'installation en fonction de l'ensoleillement peut être envisagé. Dans ce cas, le micro-générateur, ainsi que tout le système de suivi serait mis en marche seulement pour un ensoleillement suffisant. Cependant, il semble que la lente mise en régime du micro-générateur empêche un tel fonctionnement. Ce temps de mise en régime est estimé pour différents essais présentés en Annexe 3. Pour le prototype, ce temps de montée en température est d'environ 30 min. Une régulation au fil du Soleil pourrait conduire à des situations de démarrage/arrêt nombreuses en cas d'intermittence de la ressource solaire en journée ce qui serait préjudiciable au bon fonctionnement de l'installation. Ces constats justifient le choix de considérer un fonctionnement horaire.

Notons également que le temps de fonctionnement de l'installation est contraint par la charge du ballon de stockage thermique. C'est en effet l'atteinte de la température de consigne dans le ballon qui entraîne l'arrêt de l'installation. Sans cette régulation, la montée en température du ballon serait incontrôlée et il existerait des risques d'endommagement de l'installation. Jusqu'à présent, au cours de la partie expérimentale, le choix a été fait de dissiper la chaleur excédentaire vers l'extérieur grâce à un aérotherme. Pour la modélisation, nous avons considéré le cas d'une utilisation maximale de la chaleur générée par le micro-cogénérateur.

Les puissances électrique (en sortie de génératrice) et thermique fournies au circuit secondaire de l'échangeur, sont représentées par la Figure 144. Une fois le régime nominal atteint, la puissance électrique est constante et vaut 1,8 kW. La

puissance thermique délivrée est d'environ 17 kW pour cette simulation, ce qui est conforme aux données expérimentales.

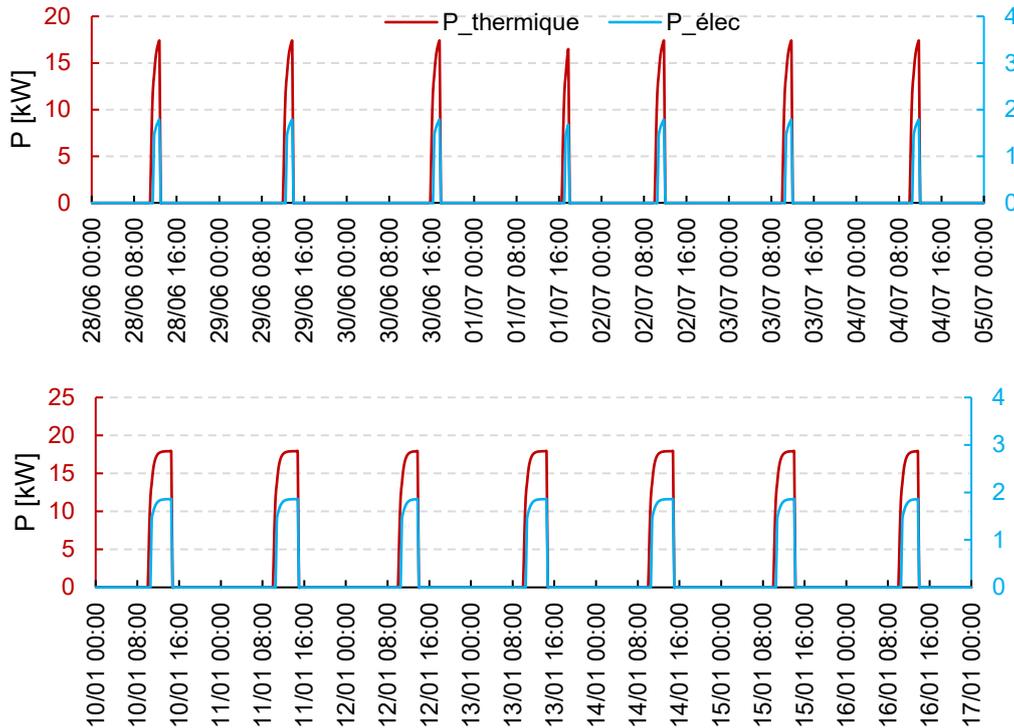


Figure 144 : Evolution des puissances électrique et thermique, période estivale (haut), période hivernale (bas)

En période de chauffe, le micro-cogénérateur fonctionne sur des périodes plus importantes. En effet, les besoins du bâtiment sont plus conséquents et le réseau de chauffage récupère de la chaleur dans le ballon de stockage qui est déchargé. Dès lors, au lancement de l'installation le matin, le ballon de stockage est à température moins élevée et met ainsi plus de temps à se charger.

5.2.2 Le circuit secondaire

Le circuit secondaire est constitué principalement d'une pompe assurant la circulation de l'eau (en vert sur la Figure 145), et du ballon de stockage.

La température de retour du condenseur, égale à la température en bas du ballon, est une grandeur importante car elle influence la pression en sortie de moteur. En effet, la pression au condenseur est égale à la pression de vapeur saturante correspondante à la température du fluide dans le condenseur. Ainsi, en maîtrisant la température côté circuit primaire au condenseur, la pression en sortie de moteur est maîtrisée.

Le débit de la boucle secondaire et les températures d'entrée et de sortie de l'échangeur sont présentés par la Figure 145. En vert est représenté le débit circulant dans la boucle secondaire passant dans l'échangeur et remplissant le ballon de stockage. Lorsque le débit est non nul, l'installation fonctionne et le ballon est chargé à une température représentée en rouge, $T_{out,échangeur}$. En bleu est tracée la température en entrée d'échangeur ($T_{in,échangeur}$) qui est égale à la température en bas de ballon de stockage.

Une température élevée au condenseur conduit à une pression de saturation plus importante, et donc à une réduction des performances du moteur (diminution du

ratio de pression). Cependant, il a été démontré expérimentalement que le moteur pouvait fonctionner avec une pression à l'échappement autour de 0,95 bar, ce qui permet l'atteinte de températures de retour importantes (supérieures à 80 °C) au condenseur. Ces niveaux de températures sont donc compatibles avec le couplage du prototype à un bâtiment.

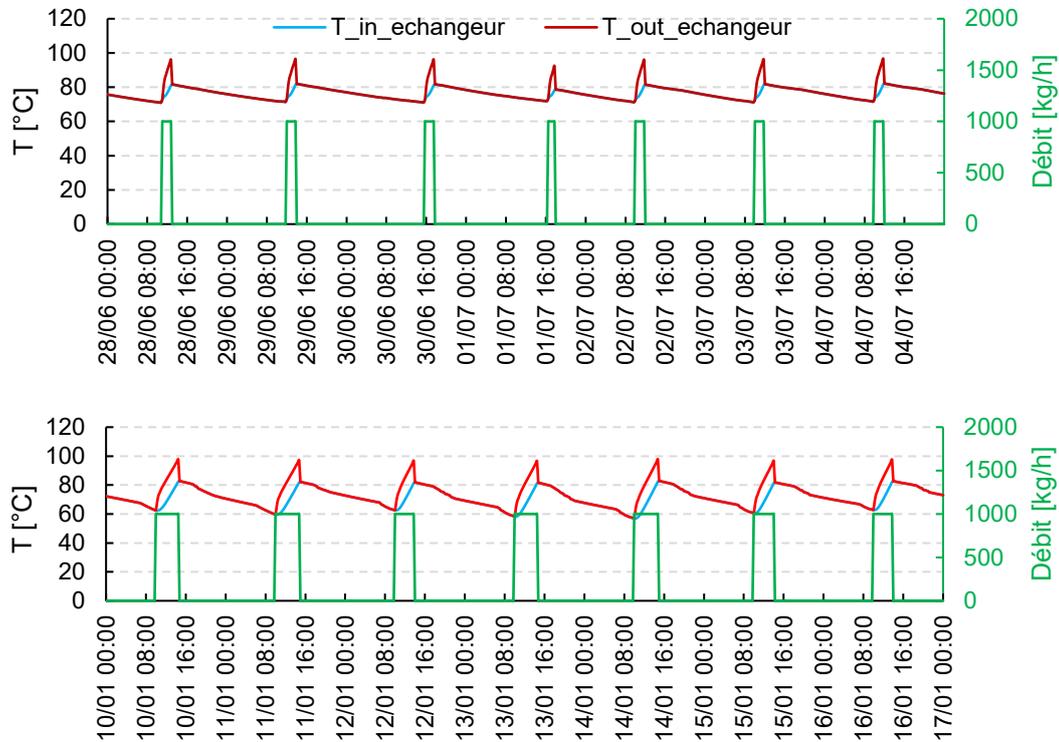


Figure 145 : Débit du circuit secondaire et températures en entrée et en sortie du condenseur, période estivale (haut), période hivernale (bas)

La charge du ballon est assurée de manière quotidienne, quelle que soit la période considérée. En période estivale, les besoins de chaleur sont limités à la consommation d'ECS. Ainsi, la durée de fonctionnement de la pompe du circuit secondaire est réduite car les cycles marche/arrêt de la pompe sont déterminés par la température du ballon. Dans ces conditions, le ballon n'est jamais déchargé, la température moyenne ne descendant jamais en dessous de 75 °C. A l'inverse, au cours de la période hivernale, les consommations de chauffage déchargent le ballon de manière plus importante.

L'évolution de la température moyenne du ballon pour les deux semaines est montrée par la Figure 146. Cette température correspond à la moyenne des températures de chaque strate du ballon. Pour cette étude, nous avons divisé le ballon en 10 strates de même hauteur.

Sur la Figure 146, un cycle de charge/décharge du ballon est mis en avant pour la semaine hivernale. Notons que le démarrage de la charge du ballon n'est pas toujours réalisé aux mêmes instants car l'installation est pilotée par un programme horaire autorisant la mise en marche de l'installation entre 10 h et 18 h et par la condition sur la charge du ballon. Ainsi, l'installation est mise en marche entre 10 h et 18 h si le ballon de stockage a une température inférieure à 75 °C. La température de consigne pour le ballon est de 85 °C, la mise en fonctionnement de l'installation en dessous d'une température de 75 °C correspond à une

régulation avec hystérésis, fréquemment utilisée dans les systèmes solaires. Le ballon est considéré isolé de manière à garantir un coefficient de perte de 1 W/m^2 (voir Annexe 5). Les pertes thermiques du ballon sont considérées par rapport à une température ambiante de $20 \text{ }^\circ\text{C}$ (ballon en zone chauffée).

Pour la semaine estivale, il arrive que la température du ballon soit supérieure à $75 \text{ }^\circ\text{C}$ à 10 h. Ce qui explique que la charge du ballon s'effectue parfois de manière plus tardive en été.

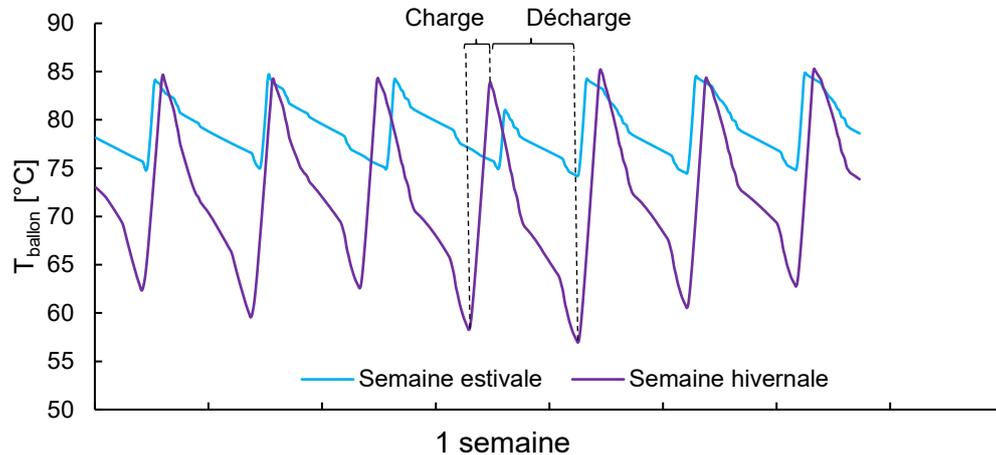


Figure 146 : Température moyenne dans le ballon de stockage, période estivale (haut), période hivernale (bas)

Pour la quatrième journée considérée, la température en fin de charge dans le cas de la semaine estivale est moins élevée que lors de la semaine d'hiver. Il s'agit d'une illustration de la programmation horaire sur le fonctionnement de l'installation. La charge du ballon dans ce cas a été arrêtée à 18 h, avant d'atteindre la température de consigne.

5.2.3 La distribution

Le débit ainsi que la température de départ du réseau d'ECS sont présentés par la Figure 147 pour la période estivale. En noir est représenté le profil de puisage d'ECS correspondant à une consommation de 200 litres. Pour les jours de semaines, deux pics de consommations sont nettement identifiés le matin et le soir, pour le week-end ces pics sont moins marqués et la consommation est plus régulière au cours de la journée car la probabilité que les habitants soient dans leur logement à ce moment est plus importante. Ces considérations sont prises en compte par les profils de puisages d'ECS.

En bleu est représentée la température de départ d'ECS. Lorsqu'il n'y a pas de puisage, cette température correspond à la température en haut du ballon de stockage. Lorsqu'il y a un puisage, l'eau du ballon est mélangée à l'eau du réseau par une vanne trois voies afin d'atteindre la température de consigne de $60 \text{ }^\circ\text{C}$. La température de départ d'ECS ne descendant jamais en-dessous de cette dernière, les besoins en ECS sont donc couverts pour la période estivale considérée.

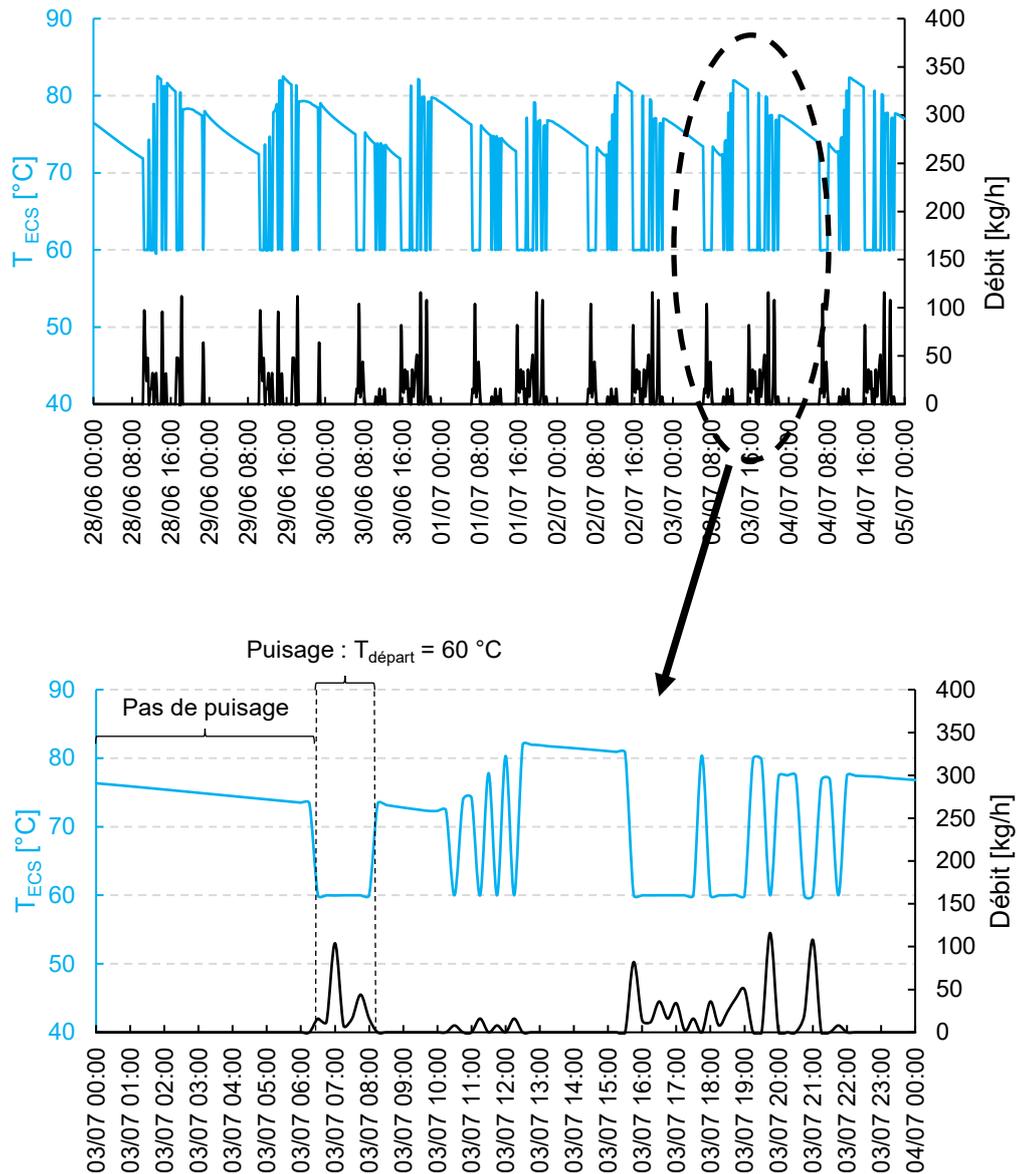


Figure 147 : Température de départ de la production d'ECS et débit d'ECS, période estivale

Concernant la période hivernale, la Figure 148 montre que les besoins d'ECS sont couverts par le micro-cogénérateur la plupart du temps. Comme il a été constaté par le tracé des températures dans le ballon de stockage, la température moyenne de ce dernier décroît de manière plus importante en hiver du fait des puisages de chauffage. Ainsi, en début de journée, il arrive que la température de puisage d'ECS descende en dessous de la consigne de 60 °C, d'environ 5 °C.

Ce niveau de température semble néanmoins acceptable pour considérer les besoins d'ECS satisfaits. En effet, le puisage d'ECS pour la semaine hivernale correspond à 43h d'utilisation. Au cours de ces 43 h, les puisages où la température est inférieure à 60 °C représente 45 min, soit 1,7 % du temps d'utilisation.

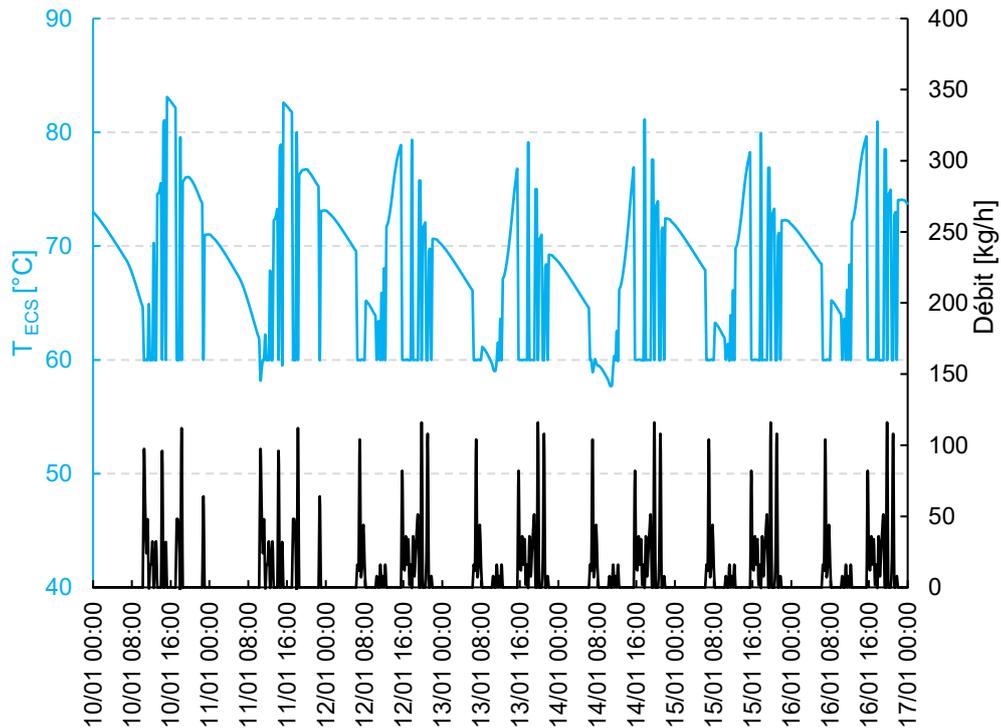


Figure 148 : Température de départ de la production d'ECS et débit d'ECS, période hivernale

En hiver, le micro-cogénérateur assure le confort dans les différentes zones thermiques du bâtiment par l'atteinte des températures de consigne dans les zones chauffées.

La Figure 149 présente les températures départ et retour du réseau de radiateurs. La température de départ des radiateurs est déterminée à partir d'une loi d'eau et prend également en compte la température ambiante. On dit alors que la loi d'eau est active sur la température ambiante.

Afin de simuler l'action d'un robinet thermostatique, des lois d'ouverture de vanne permettent de faire varier le débit dans chaque radiateur en fonction de l'écart entre la température de consigne et la température dans la pièce.

L'écart de température entre le départ et le retour du réseau radiateur est en moyenne de 38 °C sur l'ensemble de la semaine. Cet écart relativement important provient probablement de la modification des débits dans les radiateurs. En effet, le régime d'eau de 55/40 °C correspond à des conditions d'utilisation nominal des radiateurs. Lorsque les besoins en chauffage sont faibles, la régulation proportionnelle sur le débit conduit à de faible valeur de débit circulant dans les radiateurs, d'où un écart de température supérieur aux 15 °C correspondant aux conditions nominales d'utilisation. Notons également qu'en cas de débit nul, la puissance émise par les radiateurs est nulle également, ainsi, les températures d'entrée et de sortie du réseau sont égales.

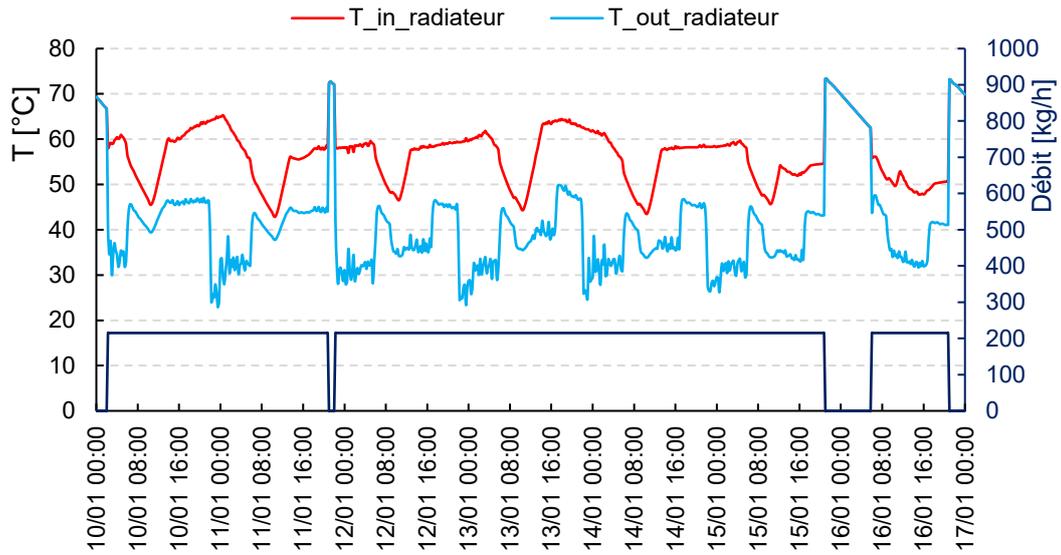


Figure 149 : Température de départ ($T_{in,radiateur}$) et de retour ($T_{out,radiateur}$) du réseau radiateur, période hivernale

La Figure 150 présente les températures de départ et de retour du plancher chauffant. Les apports du plancher servant de base aux apports dans la cuisine, le débit de la pompe est fixe pendant toute la période de chauffe. Le complément de chaleur pour atteindre la consigne en température est assuré par le radiateur.

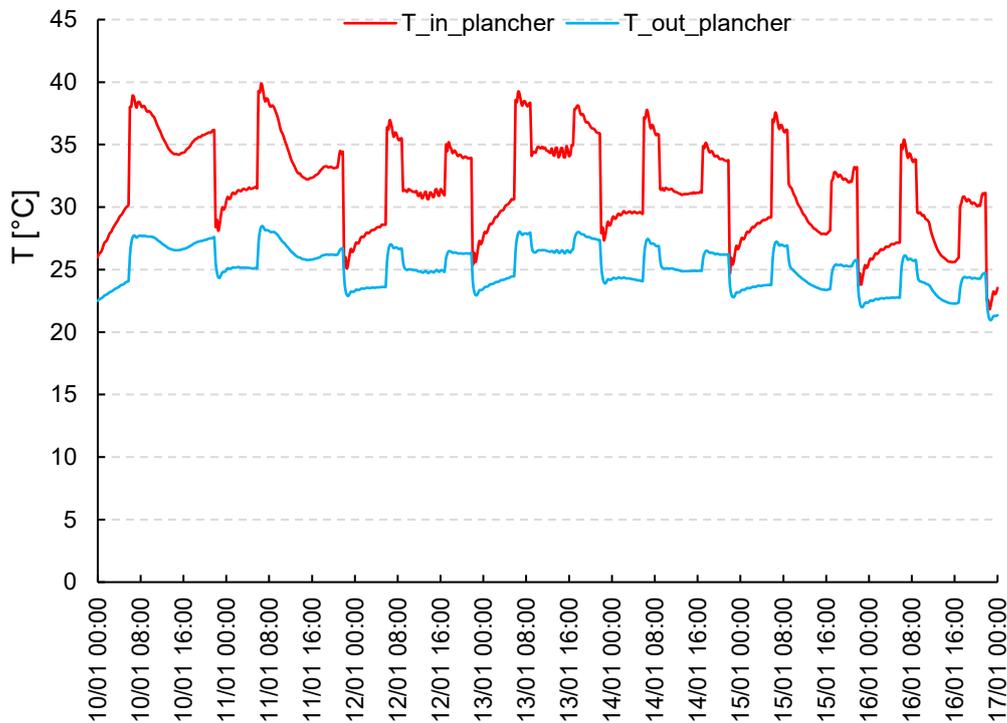


Figure 150 : Températures de départ ($T_{in,plancher}$) et de retour ($T_{out,plancher}$) du plancher chauffant, période estivale

5.3 Bilan de fonctionnement, période estivale

A partir du profil de consommation et du profil de production du micro-cogénérateur, on trace la production électrique l'installation ainsi que la consommation du bâtiment (Figure 151). L'aire rouge correspond à l'énergie électrique qui doit être appelée du réseau afin de satisfaire les besoins. L'aire en bleue correspond à l'électricité excédentaire produite par le prototype, elle correspond au cas où le micro-cogénérateur génère de l'électricité sans qu'il existe de besoins. Cette électricité est alors renvoyée sur le réseau. Enfin, l'aire verte correspond à l'énergie électrique autoconsommée.

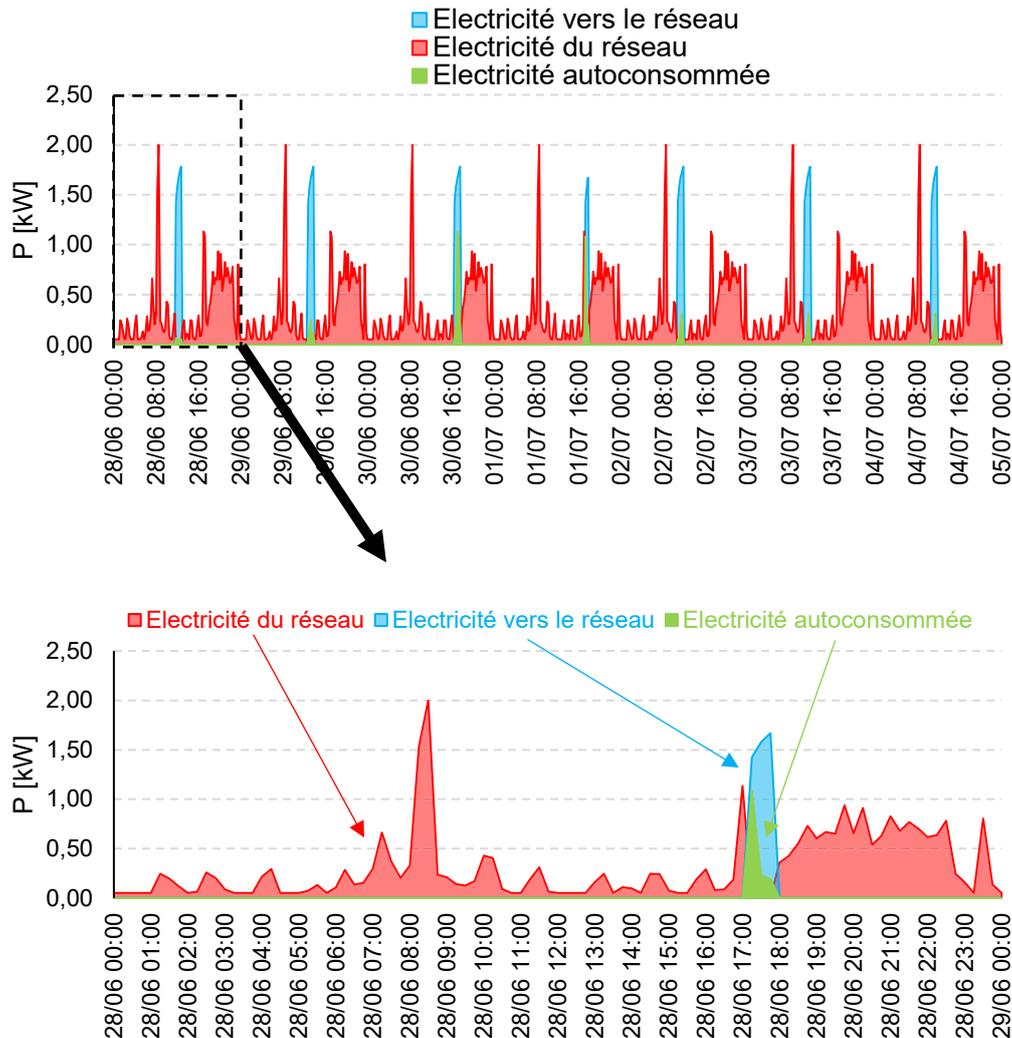


Figure 151 : Bilan électrique de l'installation, période estivale

En période estivale, l'installation fonctionne peu et produit rarement de l'électricité. Les besoins en chaleur sont réduits aux besoins en ECS. Le ballon de stockage est rapidement chargé et la production électrique est donc faible.

La Figure 152 présente le bilan des énergies mises en jeu pour la semaine d'été considérée. A gauche sont représentées les proportions d'énergie issues de la chaudière et du concentrateur solaire. L'appoint de chaleur est très sollicité, et environ 80 % de l'énergie provenant de l'appoint. Il existe des pertes à l'échangeur et à la détente du moteur. La figure de droite montre que le rendement de la boucle primaire est de 77 %, ce qui est en accord avec les mesures expérimentales.

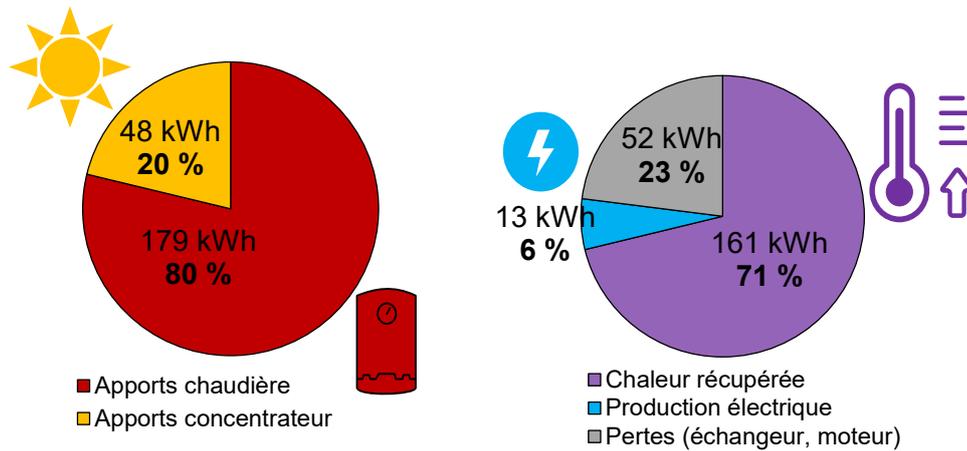


Figure 152 : Bilan énergétique du circuit primaire sur la période estivale

En été, la chaleur récupérée au circuit secondaire sert à satisfaire les besoins en ECS qui sont relativement faibles (seulement 70 kWh sont nécessaires pour assurer ces besoins). Dans ce cas, le volume du ballon de stockage est alors surdimensionné.

En effet, le rendement d'un ballon de stockage est maximisé si toute la chaleur qui est stockée est consommée, autrement dit si le ballon est déchargé régulièrement. Pour l'installation de micro-cogénération considérée, un volume important du ballon permet de prolonger la durée de fonctionnement et donc, d'augmenter la production électrique. Un ballon de plus petit volume serait mieux adapté aux besoins en été mais impliquerait une réduction du temps de fonctionnement de l'installation et donc une production d'électricité diminuée.

Ces constats expliquent la proportion importante des pertes thermiques du ballon en été (Figure 153). En effet, 56 % de la chaleur récupérée est perdue au cours de cette période. L'Annexe 5 présente les caractéristiques du ballon utilisés en évolution libre afin de mieux appréhender les pertes thermiques ayant lieu à la surface du ballon.

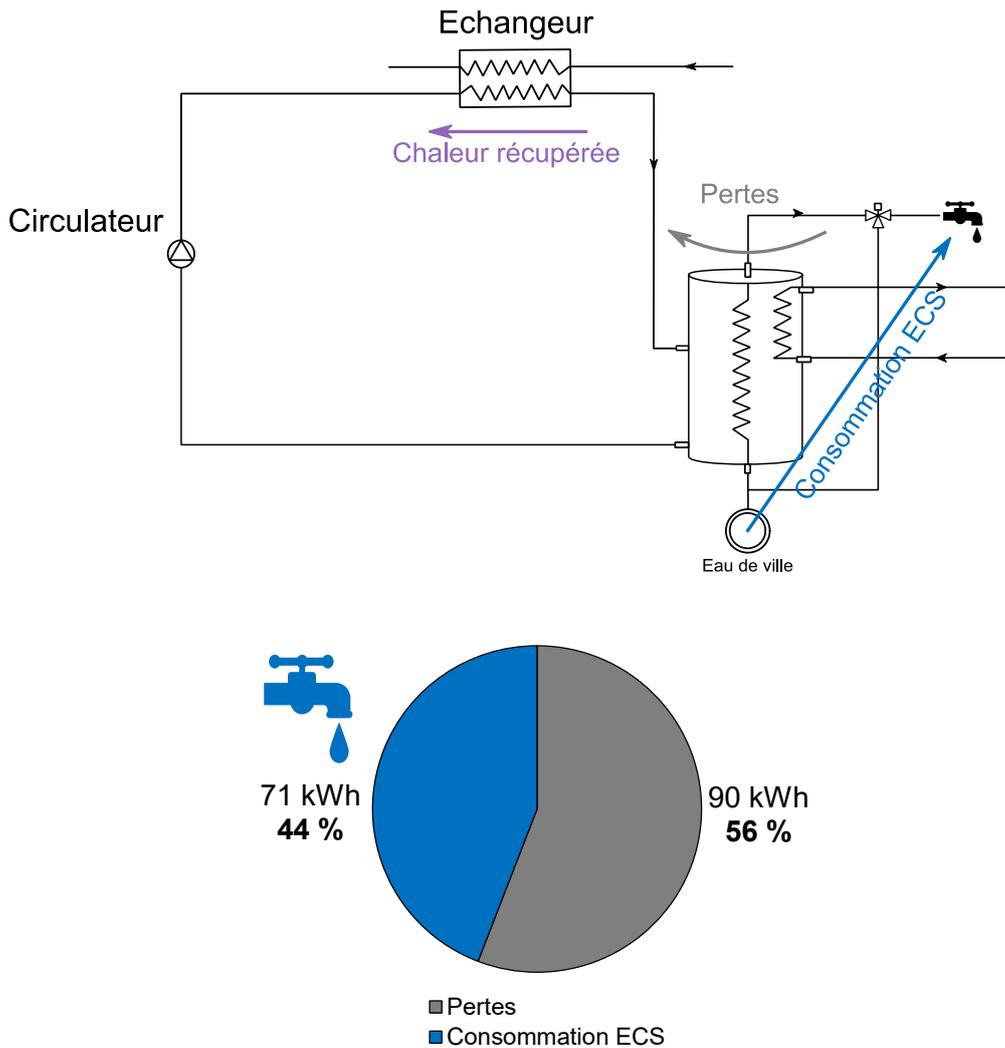


Figure 153 : Bilan de fonctionnement du circuit de distribution en période estivale

Finalement, le bilan sur la semaine hivernale permet de rendre compte de l'importance de la production de chaleur comparée à la production électrique.

Nous représentons les énergies « utiles » produites par le micro-cogénérateur en Figure 154. Ainsi, le diagramme présente la quantité de chaleur correspondante à la consommation d'ECS et l'énergie électrique produite au cours de la semaine.

On remarque que l'électricité générée est faiblement autoconsommée. En effet, seulement 2 % de l'électricité produite est consommée directement dans le bâtiment. Cependant, cette valeur est très dépendante du profil de consommation électrique. En effet, nous avons choisi de répéter un profil de consommation électrique identique pour toute les journées. En réalité, nous avons vu que la consommation électrique est très variable pour un bâtiment. Le taux d'autoconsommation, directement lié à la consommation électrique des occupants, est donc susceptible de varier pour un cas réel.

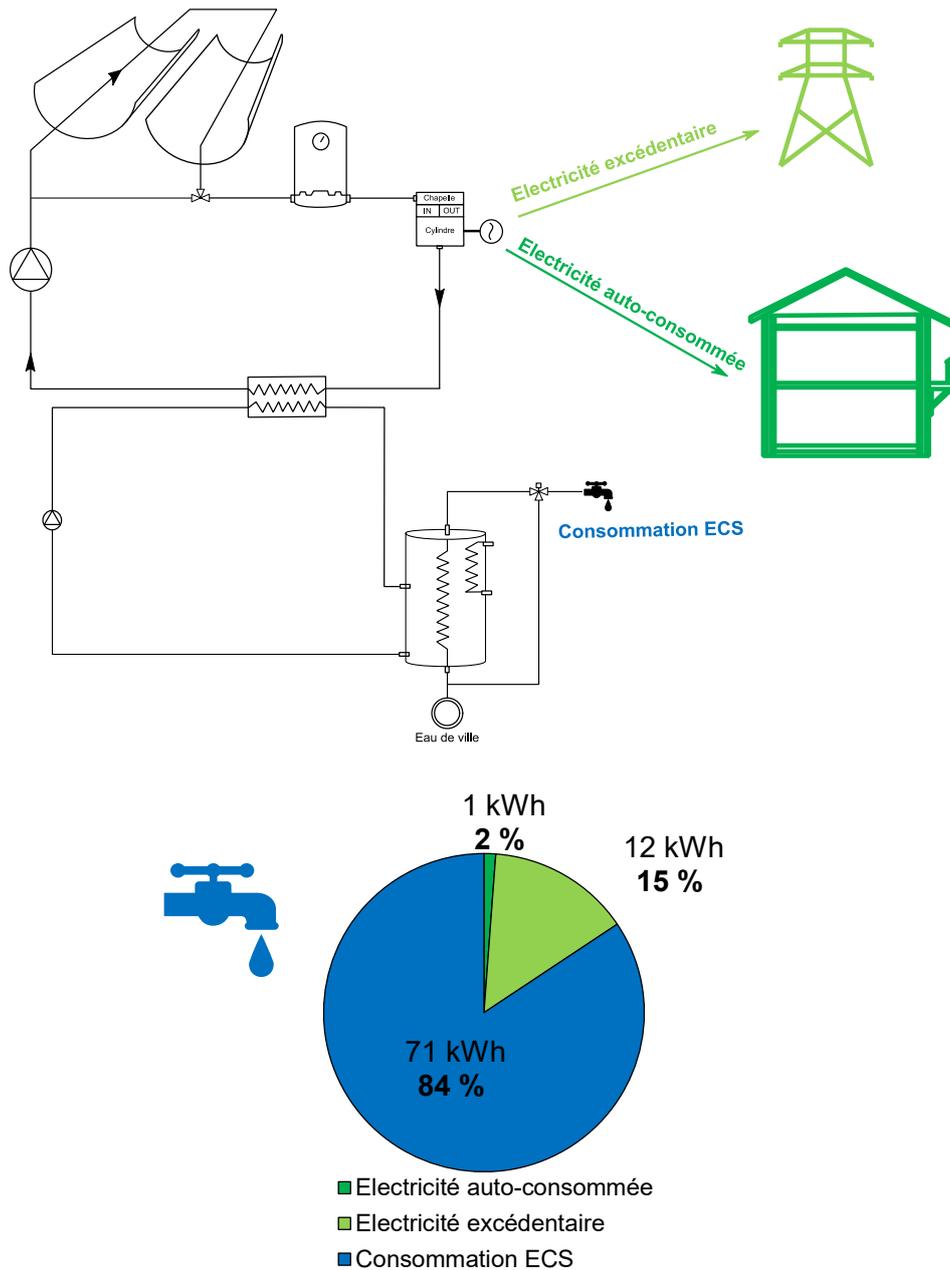


Figure 154 : Bilan des énergies utiles produites par le micro-cogénérateur en période estivale

Notons qu'habituellement les besoins en ECS peuvent être couverts de 50 à 75 % par des capteurs solaires thermiques en fonction de la zone climatique en France [156]. Un des avantages de ces systèmes est leur aspect passif.

5.4 Bilan de fonctionnement, période hivernale

Pour une semaine d'hiver, la production d'électricité et la consommation du bâtiment sont représentées en Figure 155. La programmation horaire de l'installation impose comme précédemment un fonctionnement entre 10 h et 18 h. Ainsi, il y a production d'électricité à partir de 10 h, tant que le ballon de stockage thermique n'a pas atteint sa température de consigne. Au bout d'environ 4h de fonctionnement le ballon est chargé et l'installation est arrêtée. Pour la production électrique cela se traduit par une production matinale, qui apparaît donc déphasé avec le pic de production ayant lieu aux alentours de 19 h.

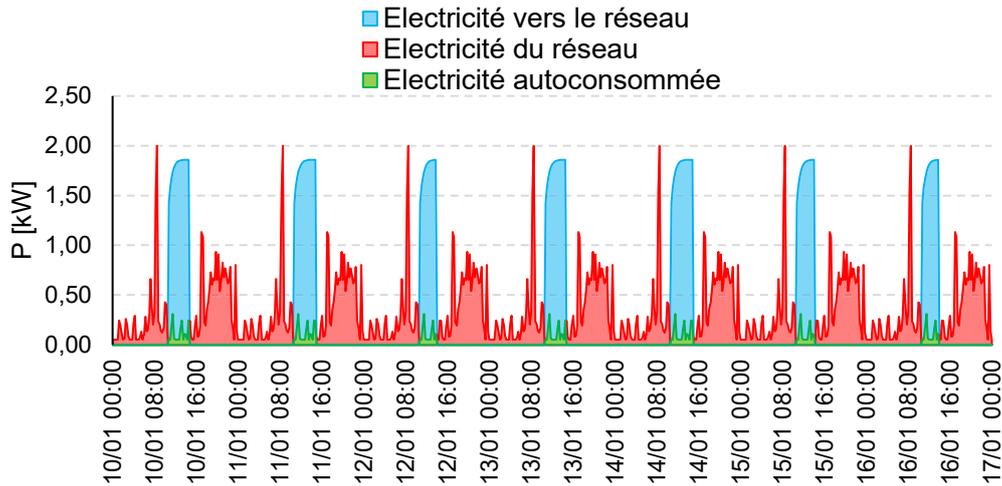


Figure 155 : Bilan électrique de l'installation, période de hivernale

La Figure 156 montre l'importance de l'appoint dans le cas où l'installation doit assurer les besoins en chaleur quelle que soit la météo. Au cours de la période de chauffe, les besoins de chauffage sont bien supérieurs aux besoins en ECS et en électricité. Le rendement du système est de 81 %. Si le rendement et la répartition des puissances primaires sont semblables à celles de la période estivale, les énergies mises en jeu au cours de la période hivernale sont bien supérieures. Par exemple, l'énergie solaire générée par le concentrateur solaire est 3,25 fois supérieure à celle de la semaine estivale.

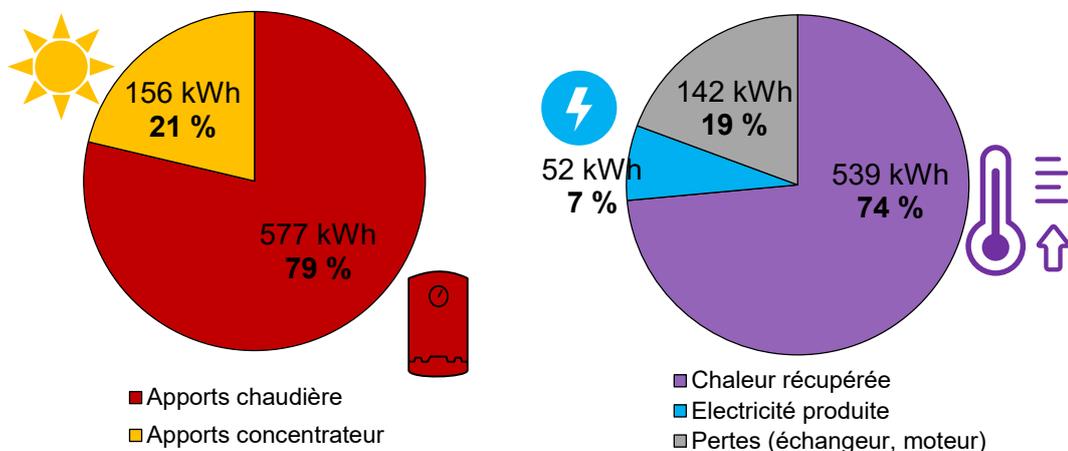


Figure 156 : Bilan de la production du micro-cogénérateur en période hivernale

Au cours de la période de chauffe les besoins de chaleur sont répartis entre les besoins d'ECS et de chauffage (Figure 157). On constate que les besoins en chauffage sont très supérieurs aux besoins d'ECS. Pour cette semaine, les besoins d'ECS représentent 23 % seulement des besoins de chauffage. Ces résultats sont en accord avec les données disponibles. En effet, pour un foyer français, les besoins en ECS représentaient 12,1 % de la consommation d'énergie moyenne contre 61,3 % pour le chauffage en 2012 [157].

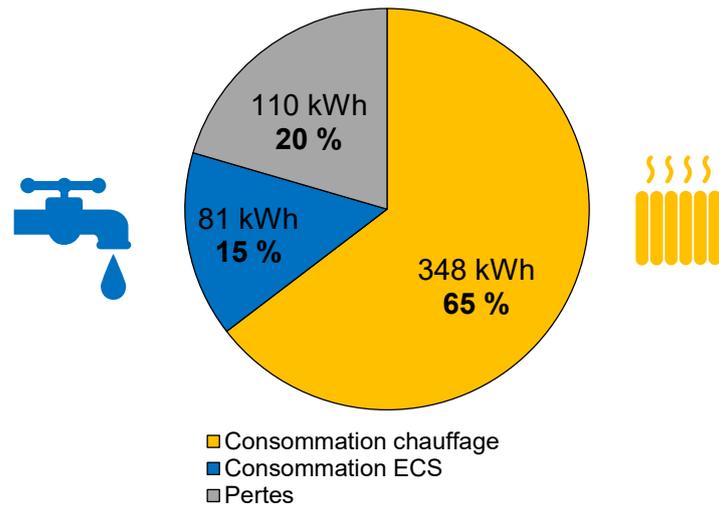


Figure 157 : Bilan de fonctionnement du circuit de distribution en période hivernale

Les productibles du micro-cogénérateur sont représentés en Figure 158. On remarque également ici l'importance des besoins de chaleur sur les besoins électriques. En effet, 89 % de l'énergie consommée par le bâtiment est utilisée sous forme de chaleur, pour l'ECS et le chauffage.

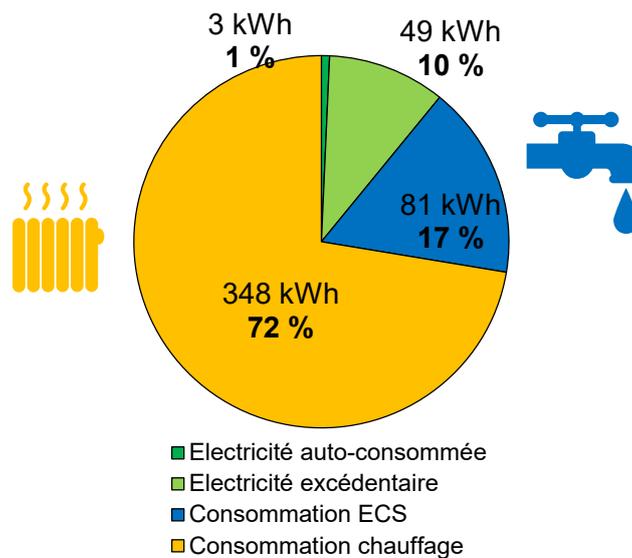


Figure 158 : Bilan des énergies utiles produites par le micro-cogénérateur en période hivernale

5.5 Bilan annuel

Nous présentons dans un premier temps les conditions météorologiques sur une année. La Figure 159 présente l'évolution de la température extérieure. Globalement, la température est relativement élevée avec une moyenne de 12,9 °C sur l'année. Le mois le plus froid est le mois de janvier avec une température moyenne de 6,1 °C. Ces données sont prises en compte dans le calcul du rendement du concentrateur mais également dans les besoins en chauffage du bâtiment.

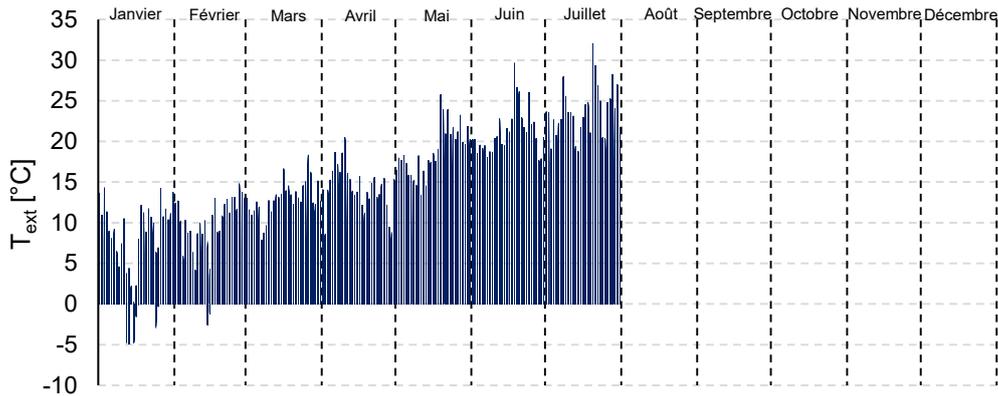


Figure 159 : Evolution de la température au cours de l'année pour la ville de La Rochelle, données Meteonorm

La ressource solaire disponible sur une année est montrée par la Figure 160. Le suivi deux axes de l'installation permet d'optimiser la récupération de l'énergie solaire. Ainsi, le capteur étant à chaque instant aligné avec le rayonnement solaire, la valeur de l'irradiance est globalement constante au cours de l'année à environ 800 W/m^2 . D'après le tracé du nombre d'heure d'ensoleillement mensuel, on remarque que les mois de décembre et janvier sont les moins ensoleillés.

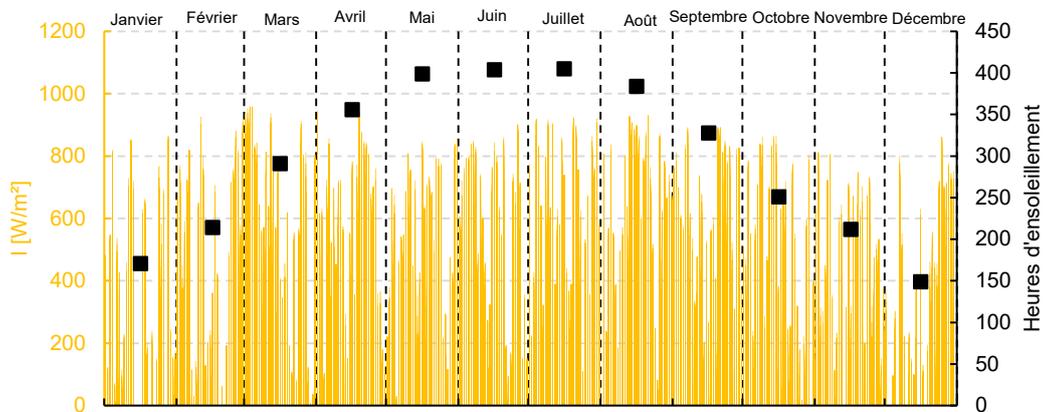


Figure 160 : Evolution de l'irradiance directe normale au cours de l'année pour la ville de La Rochelle, données Meteonorm

La modélisation présentée précédemment a été détaillée pour deux semaines caractéristiques. Nous proposons désormais un bilan annuel du fonctionnement de l'installation. Ces résultats représentent les productions du micro-cogénérateur sommées mensuellement (Figure 161).

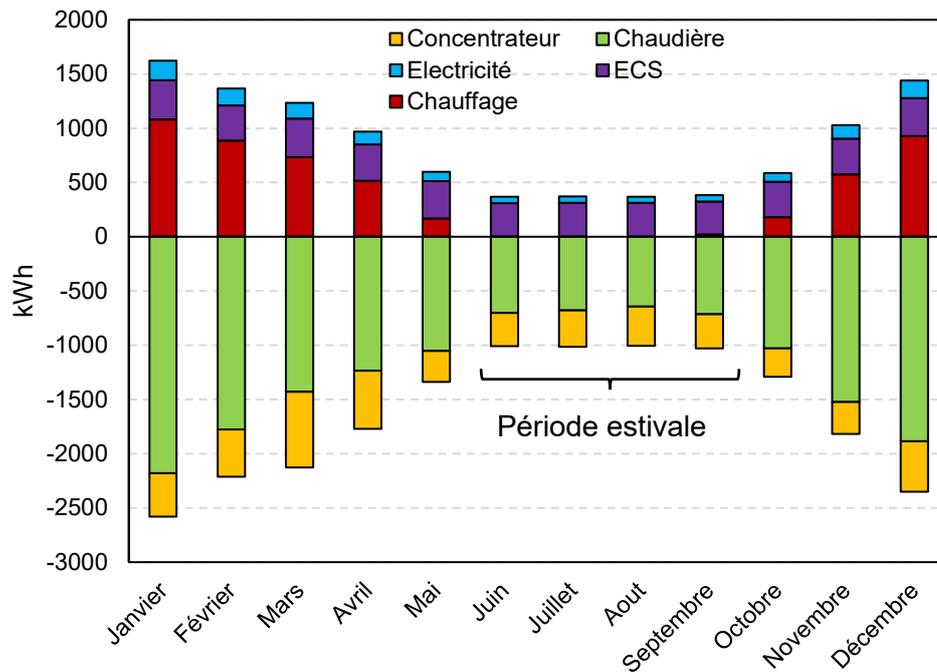


Figure 161 : Bilan annuel, appoint sur la boucle primaire

La Figure 161 constitue une synthèse du fonctionnement du micro-cogénérateur pour l'architecture considérée. Par souci de clarté, les puissances du concentrateur et de l'appoint sont représentées négativement.

Le rendement global mensuel diminue au cours de l'été (63 % en janvier et 37 % en juillet), comme indiqué par la Figure 162. Ce rendement global est égal au rapport des productions du micro-générateur (chauffage, ECS, électricité) sur ses consommations (chaudière, concentrateur). Ce constat est logique car la faible consommation de chaleur en été a pour conséquence de peu décharger le ballon. Ainsi, les pertes thermiques du ballon sont plus importantes en période estivale.

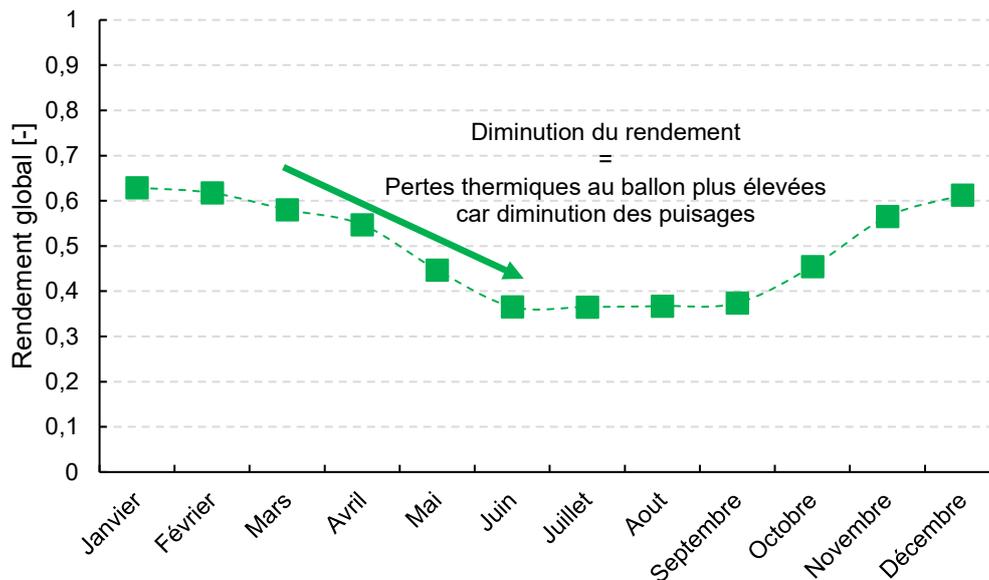


Figure 162 : Rendement global mensuel de l'installation

On constate que la production d'électricité est dépendante des besoins de chaleur. La production électrique est donc plus importante pendant la période hivernale. Par exemple, 181 kWh d'électricité sont produits au mois de janvier tandis que seulement 58 kWh sont générés en août.

Sur l'ensemble de l'année, on remarque donc que l'appoint est très sollicité, dû à la gestion du micro-cogénérateur horaire qui conduit oblige le fonctionnement de l'installation même en cas de période non ensoleillée. La chaudière d'appoint génère au total 75 % de l'énergie nécessaire à la génération d'énergie pour la couverture des besoins des habitants.

6 Hybridation avec appoint côté distribution

Pour l'architecture proposée avec priorité chaleur, l'installation est modifiée pour fonctionner sans appoint de chaleur sur la boucle primaire. Nous proposons l'utilisation d'un séparateur de phase en aval du champ solaire afin de garantir au moteur une admission en vapeur saturée. Notons que la corrélation du moteur a été établie pour un régime de vapeur surchauffée, les données du moteur sont donc extrapolées de la corrélation présentée au chapitre 3, section 2.2.3.

Désormais, l'installation fonctionne lorsque l'ensoleillement est suffisant pour permettre la génération de vapeur saturée en sortie de séparateur de phase. Dans ces conditions, il y a récupération de la chaleur au niveau du ballon de stockage sur la boucle secondaire. Lorsque l'ensoleillement est nul ou insuffisant pour permettre la production d'électricité, les besoins de chaleur sont assurés par une chaudière en aval du ballon de stockage.

6.1 Etude de fonctionnement

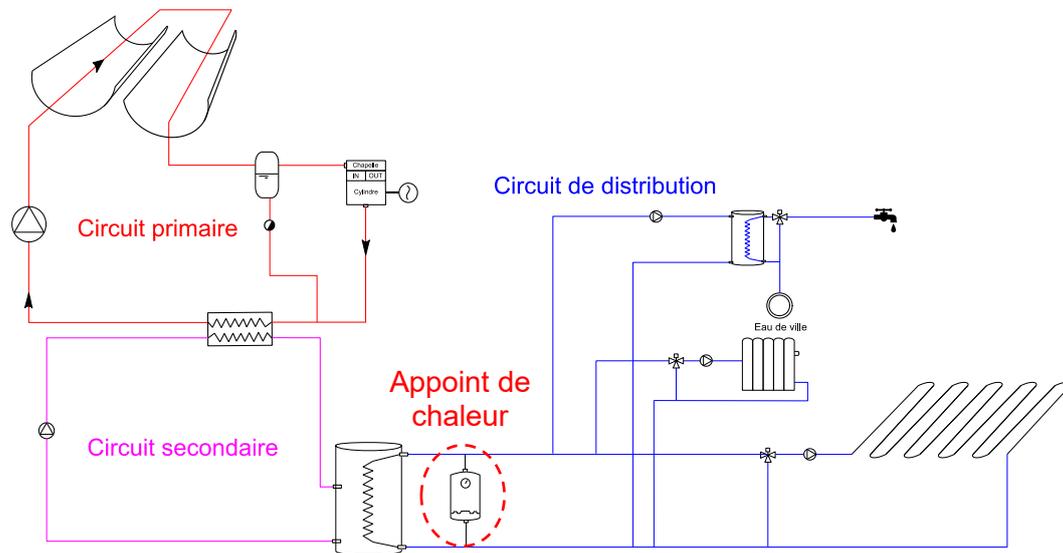


Figure 163 : Schéma de principe du cas avec priorité chaleur

La Figure 163 présente le schéma de principe du système. Notons que des difficultés techniques peuvent être rencontrées pour sa mise au point. En particulier, en sortie de séparateur, les condensats liquides initialement à 25 bars doivent être ramenés vers le condenseur à une pression proche de 1 bar. Cette dépressurisation pourrait générer de la vapeur à basse pression. Une récupération de cette vapeur dans une bêche puis une réinjection vers le moteur peut être

imaginée. Ces hypothèses nécessitent cependant d'être validées expérimentalement.

Côté circuit de distribution, l'insertion de la chaudière au niveau du circuit basse pression conduit à l'ajout d'un ballon de stockage côté distribution pour la génération d'ECS.

Après avoir étudié la solution permettant d'assurer une continuité de la production de vapeur à l'admission du moteur en ajoutant un appoint de chaleur sur la boucle primaire, nous proposons donc ici une configuration plus classique en micro-cogénération donnant la priorité à la production de chaleur par ajout d'un appoint en aval du ballon de stockage thermique [150].

Le concentrateur solaire

Le fonctionnement du concentrateur est inchangé et la génération directe de vapeur est réalisée lorsque l'ensoleillement est supérieur à 200 W/m².

La chaudière

La chaudière permet d'alimenter directement le réseau de chauffage lorsque le ballon est insuffisamment chargé par la micro-cogénération. Pour la modélisation, un contrôleur avec hystérésis actionne une vanne trois voies qui permet de diriger le débit vers l'échangeur du ballon de stockage ou vers la chaudière. La température de sortie de la chaudière est fixée à 80 °C.

Les conditions de fonctionnement du moteur, de la pompe haute pression et de la boucle sont identiques au cas précédent. Pour la programmation horaire, le choix a été fait d'autoriser le fonctionnement de l'installation de 8 h à 18 h.

6.2 Analyse de la réponse des différents circuits

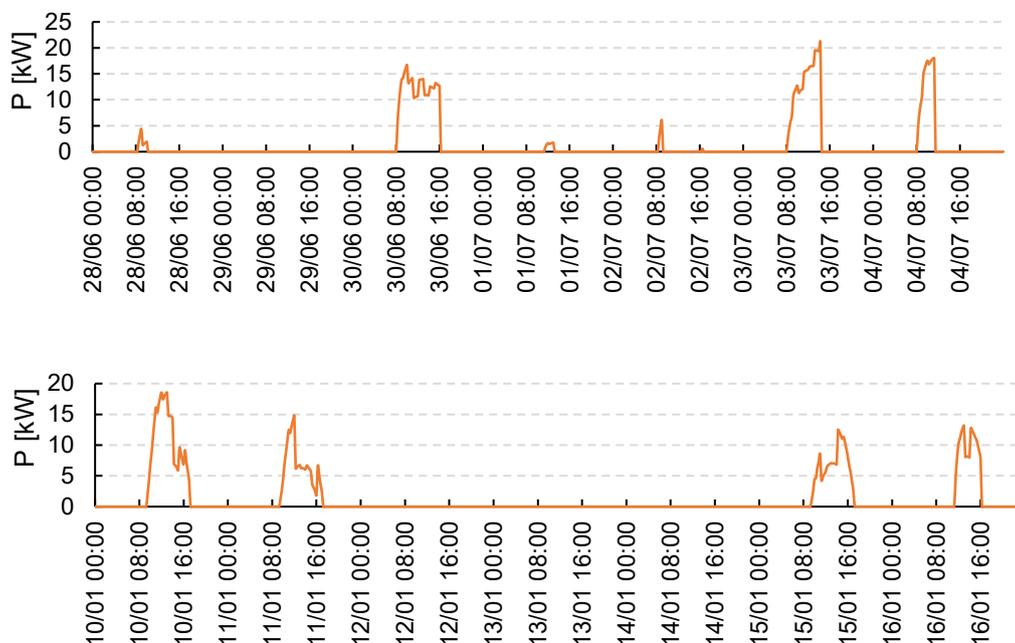


Figure 164 : Puissance du concentrateur, période estivale (haut), période hivernale (bas)

La Figure 164 présente l'évolution de la puissance du concentrateur. Le fonctionnement attendu de l'installation est bien vérifié par la simulation. En effet, la génération de vapeur est réalisée lorsque l'ensoleillement est suffisant. Sinon, l'installation est à l'arrêt et les besoins de chaleur sont assurés uniquement par la chaudière en aval du ballon de stockage thermique, sans production électrique.

En sortie de champ solaire, la totalité du débit diphasique est envoyé vers le séparateur de phase. En partie basse, le liquide saturé est renvoyé vers le condenseur afin de récupérer l'énergie thermique. Les résultats présentés supposent donc que le phénomène de vaporisation dû à la dépressurisation a été techniquement résolu.

Pour la période estivale, il arrive que le concentrateur soit utilisé sur de très courtes périodes. C'est par exemple le cas le 28/06. En pratique, on considère que l'installation suit la course du soleil chaque jour et quelle que soit la météo. Ainsi, à chaque instant, les miroirs sont bien positionnés et permettent le fonctionnement du concentrateur, même sur de courtes périodes. En effet, la mise en route du système de tracking est relativement longue (environ 15 min), ce qui empêche a priori de nombreux cycles marche/arrêt du tracking solaire en fonction de la mesure de l'ensoleillement.

6.2.1 Le circuit primaire

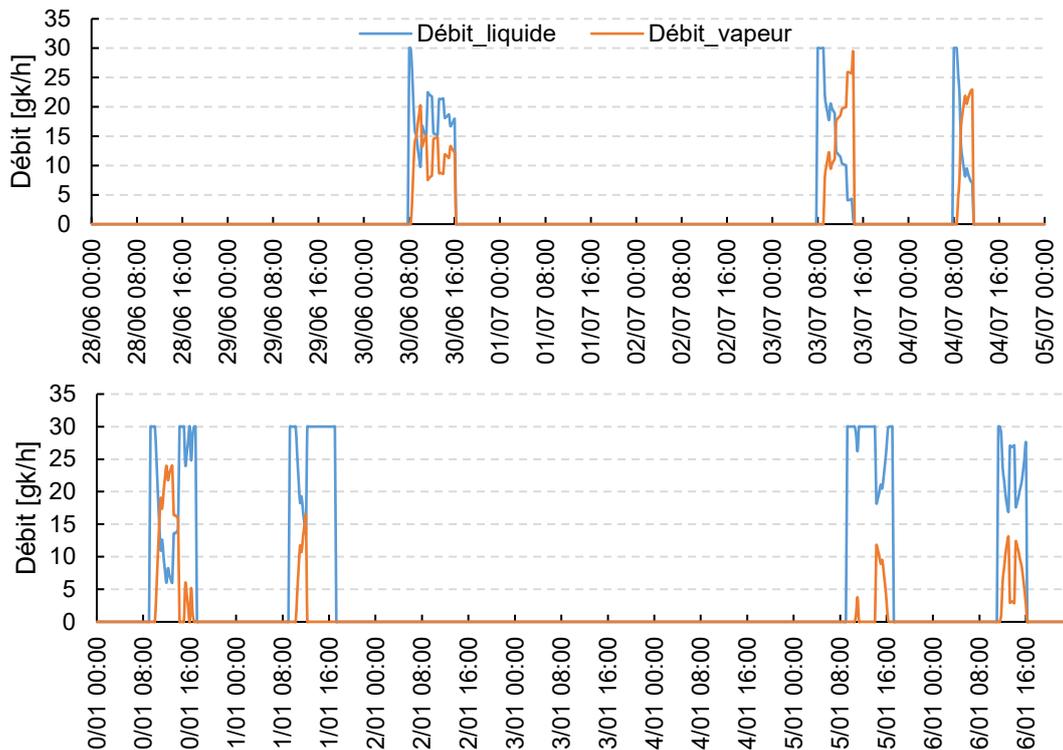


Figure 165 : Débits de vapeur et de condensats au séparateur, période estivale (haut), période hivernale (bas)

Pour les deux semaines considérées, on représente la répartition des débits dans le séparateur en Figure 165. Il arrive que la puissance solaire ne soit pas suffisante pour vaporiser le débit de liquide arrivant dans l'absorbeur. Dans ce cas, la totalité du débit liquide (condensats) est envoyée vers l'échangeur et seulement de la chaleur est générée.

Notons que les périodes de fonctionnement très brèves apparaissent en simulation mais n'ont pas été prise en compte dans le bilan énergétique de l'installation. En

effet, des considérations sur l'inertie thermique de l'installation présentée en Annexe 3 ont montré qu'il n'est pas possible de générer de la vapeur sur de courtes durées en utilisant seulement le concentrateur solaire.

L'inertie thermique de l'installation est prise en compte par des lois exponentielles. On remarque donc que chaque début d'essai est marqué par une période au cours de laquelle l'installation ne génère pas de vapeur, représentant le temps de montée en température de l'installation.

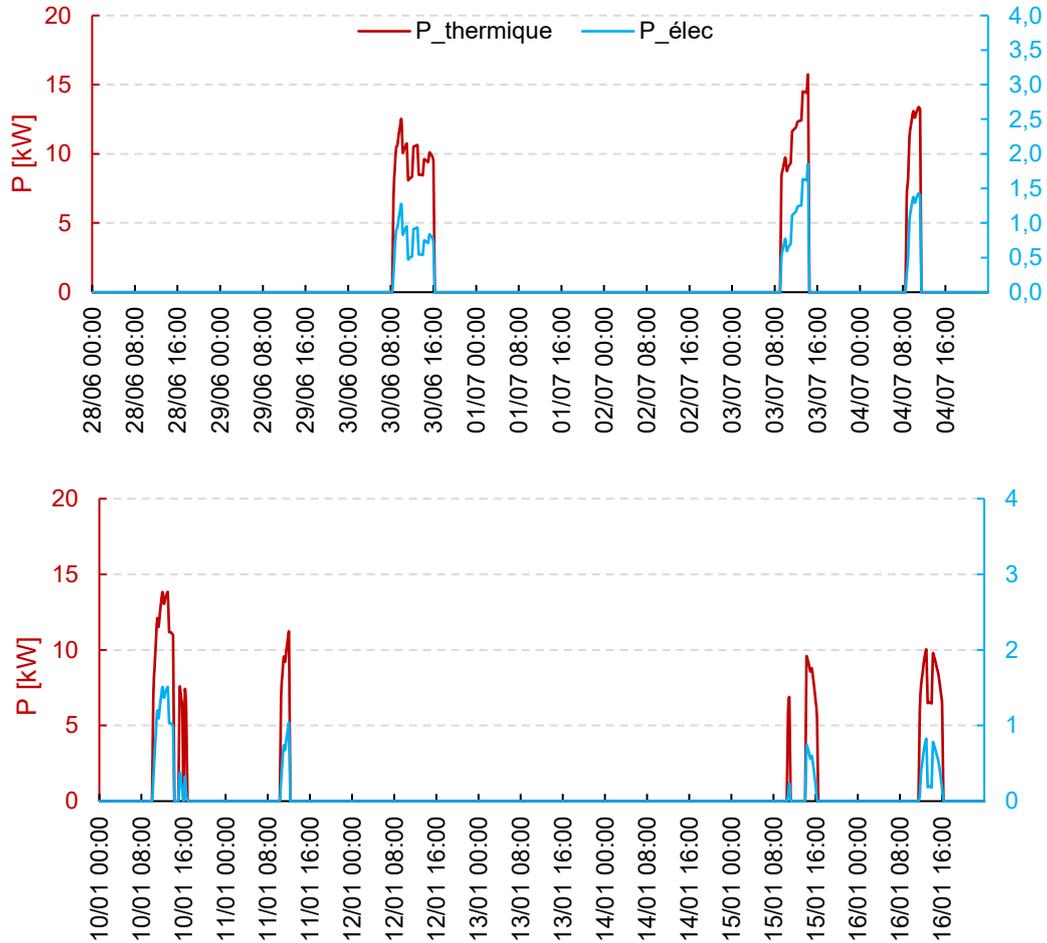


Figure 166 : Puissances thermique et électrique, période estivale (haut), période hivernale (bas)

L'évolution des puissances thermiques et électriques est représentée par la Figure 166. On observe désormais une grande variabilité des productions qui sont dépendantes des conditions d'ensoleillement. En effet, la puissance électrique n'est pas constante puisque la puissance de la source chaude est variable. On a supposé que le fonctionnement du moteur dans ces conditions est possible. Ces considérations devraient être vérifiées expérimentalement.

6.2.2 Le circuit secondaire

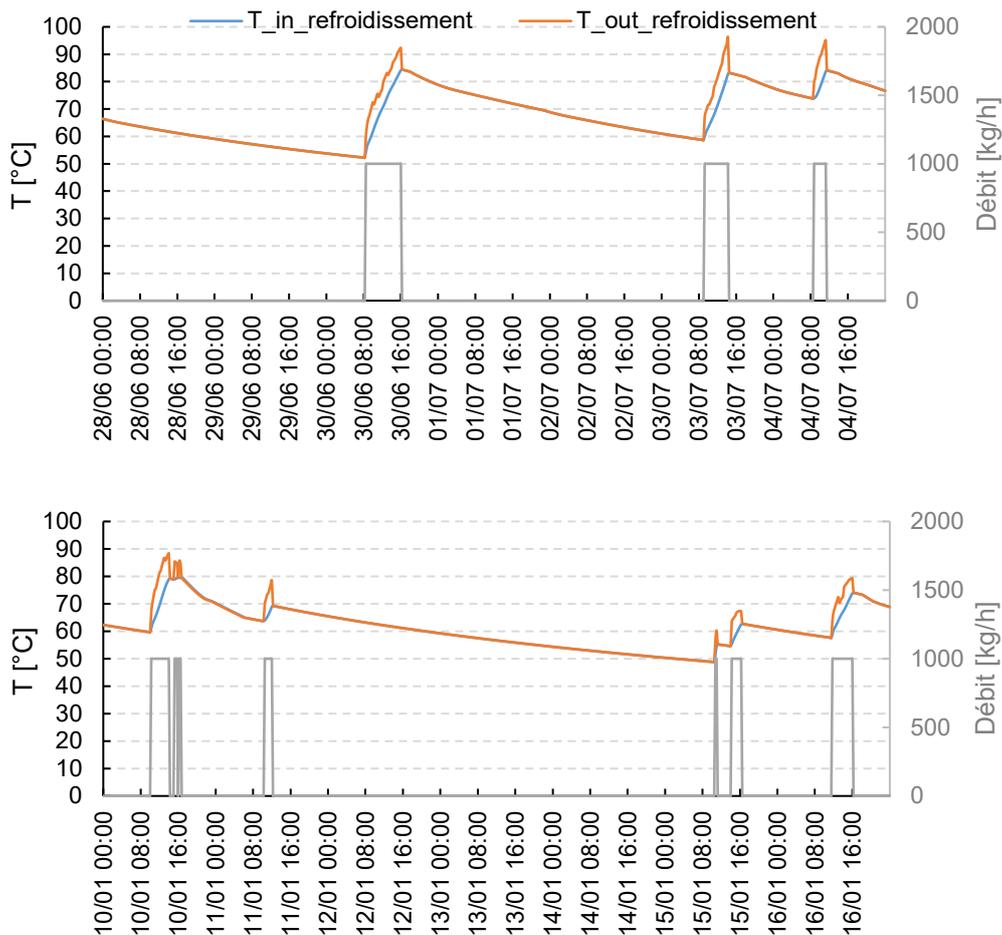


Figure 167 : Circuit secondaire, période estivale (haut), période hivernale (bas)

Pour le cas traité dans cette partie, l'installation stocke de la chaleur dans le ballon seulement lorsque l'ensoleillement est suffisant puisque les réseaux peuvent être alimentés sans passer par le stockage thermique désormais. La Figure 167 présente l'évolution du débit et des températures entrée/sortie au niveau de l'échangeur récupérant la chaleur pour le bâtiment. A chaque fois que l'installation est mise en route, un écart de température de 15 °C au niveau de l'échangeur de la boucle secondaire est valorisé pour un débit de 1000 kg/h, soit une puissance thermique de 17 kW environ.

Comme précédemment, la température moyenne du ballon oscille entre la température maximale de consigne 85 °C et une température basse qui varie en fonction des pertes thermiques (Figure 168). Pour la simulation menée pendant la période estivale (en bleu), les besoins en chauffage sont nuls, le ballon est donc déchargé moins régulièrement puisque seuls les puisages d'ECS et les pertes thermiques font baisser la température de l'eau stockée dans le ballon.

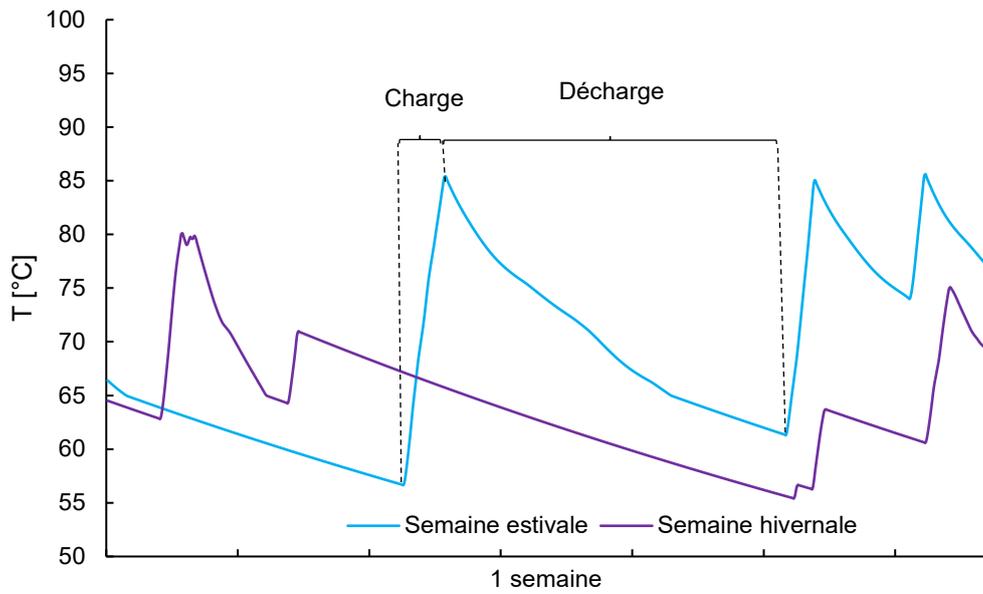


Figure 168 : Température moyenne du ballon, période estivale (haut), période hivernale (bas)

6.2.3 La distribution

Concernant les besoins assurés par le réseau de distribution, comme pour le cas précédent, ils se réduisent à la consommation d'ECS en été alors qu'en hiver les puisages de chauffage sont à prendre en compte. Sur la Figure 169, on constate que les besoins d'eau chaude à 60 °C sont bien assurés par l'installation quelle que soit la saison considérée.

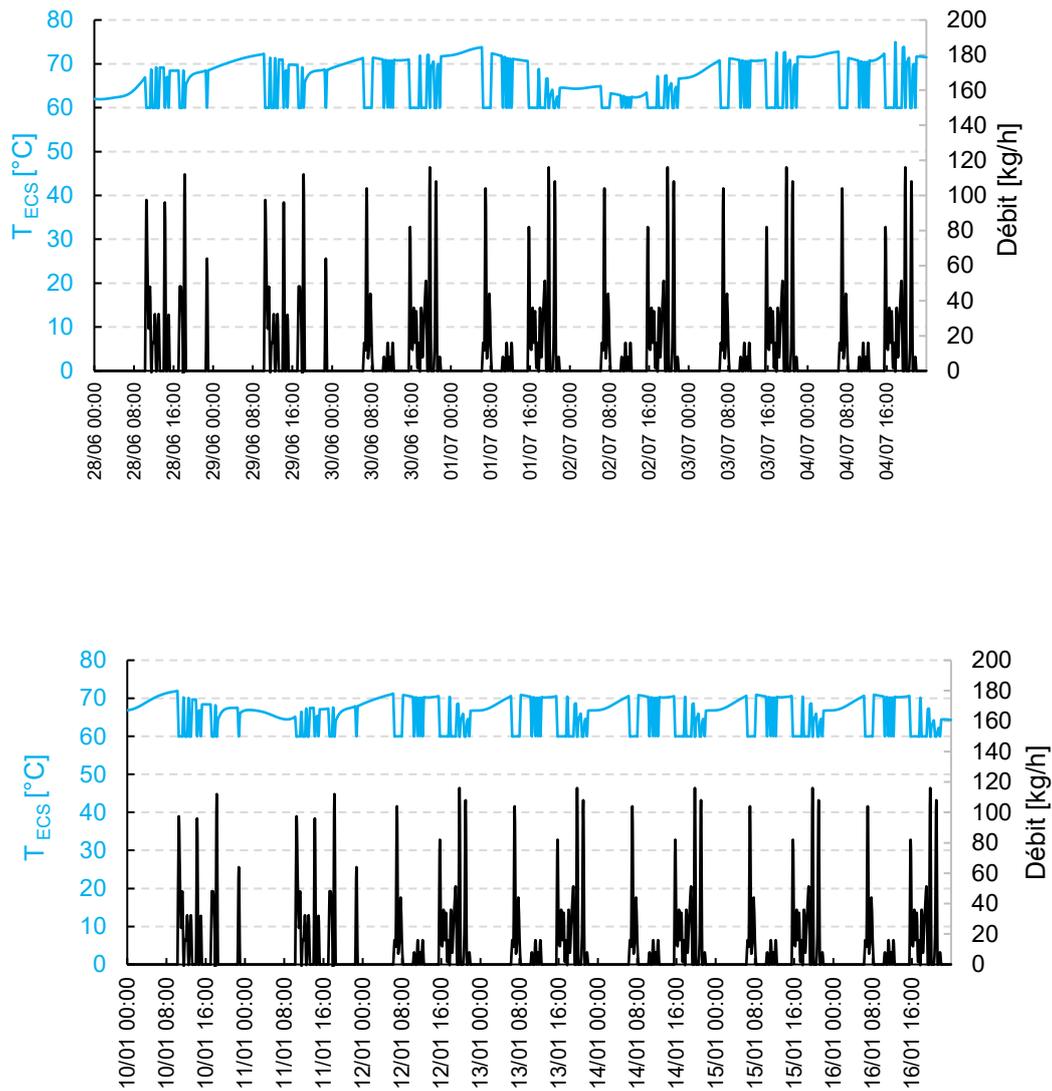


Figure 169 : Température et débit d'ECS, période estivale (haut), période hivernale (bas)

La Figure 170 représente les niveaux de température et le débit circulant dans le réseau des radiateurs. Lorsqu'il existe un écart non nul entre la température de départ du réseau et la température de retour, de la puissance de chauffage est consommée. A l'inverse, lorsque le débit du réseau est nul, il n'y a pas de puisage et la température de départ et de retour sont alors égales. Ces puisages permettent d'assurer le confort dans les zones thermiques. L'hybridation considérée permet d'assurer un confort dans les zones chauffées.

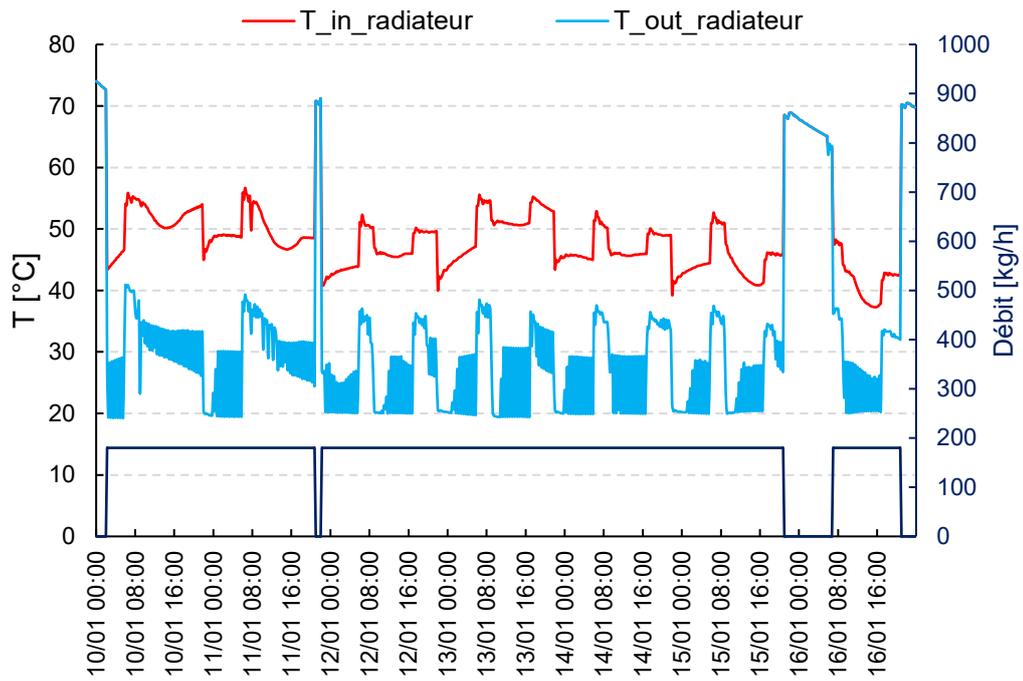


Figure 170 : Températures et débit du radiateur en période hivernale

Les mêmes considérations peuvent être faites pour le réseau du plancher chauffant. Désormais, le circulateur fonctionne durant toute la période de chauffe et fournit un débit de 120 kg/h (Figure 171).

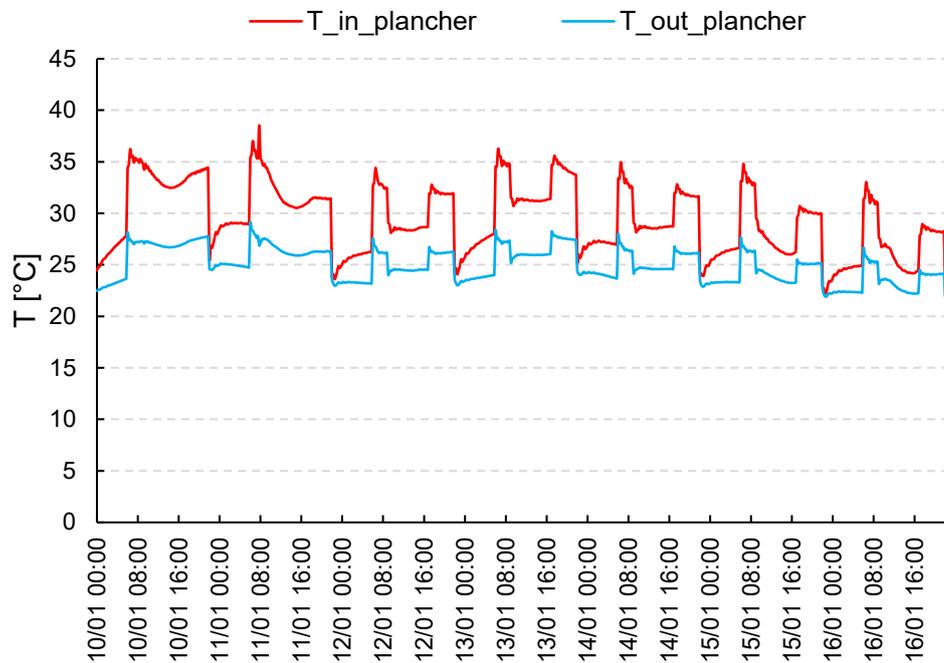


Figure 171 : Température et débit du plancher en période hivernale

6.3 Bilan de fonctionnement, période estivale

L'architecture avec séparateur de phase conduit à une production électrique uniquement solaire et donc irrégulière (Figure 172). Autrement dit, il y a une production uniquement lorsque de la vapeur est générée en sortie de champ solaire.

Lorsque la chaudière est placée sur le circuit de distribution, la vaporisation complète de l'eau dans le circuit primaire en amont du moteur n'est pas forcément assurée. Ainsi, lorsque la puissance de la source chaude (concentrateur solaire) n'est pas suffisante, le débit de vapeur saturé en sortie de séparateur est moins élevé que le débit de liquide à l'entrée du champ solaire. Le débit d'admission dans le moteur est donc généralement plus faible que dans le cas de l'hybridation avec l'appoint sur la boucle primaire. Dans ce cas, la production électrique est également plus faible.

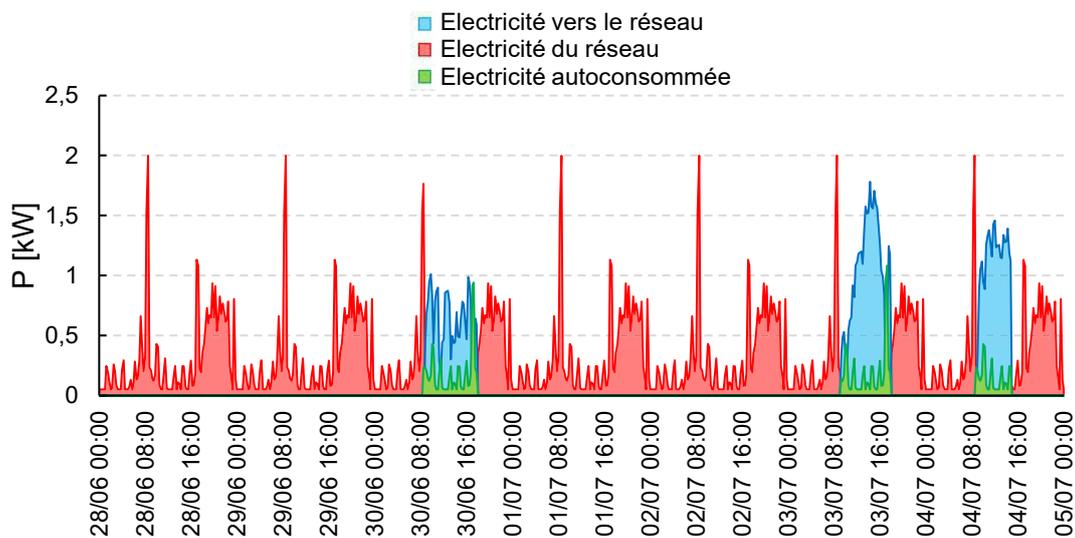


Figure 172 : Bilan électrique de l'installation en période estivale

En dehors de la période de chauffe, contrairement à ce qui a été constaté dans le cas précédent, la puissance issue du concentrateur est largement supérieure à la puissance générée par la chaudière (Figure 173). En effet, 80 % de la puissance nécessaire au fonctionnement de l'installation provient de la ressource solaire. Le rendement de l'installation est semblable à celui calculé précédemment et vaut 76 %.

Notons que le calcul des pertes est ici réalisé au circuit primaire, directement sur la puissance reçue par le fluide. Ce sont donc les pertes du cycle thermodynamique qui sont représentées, sans considérer le rendement du concentrateur solaire.

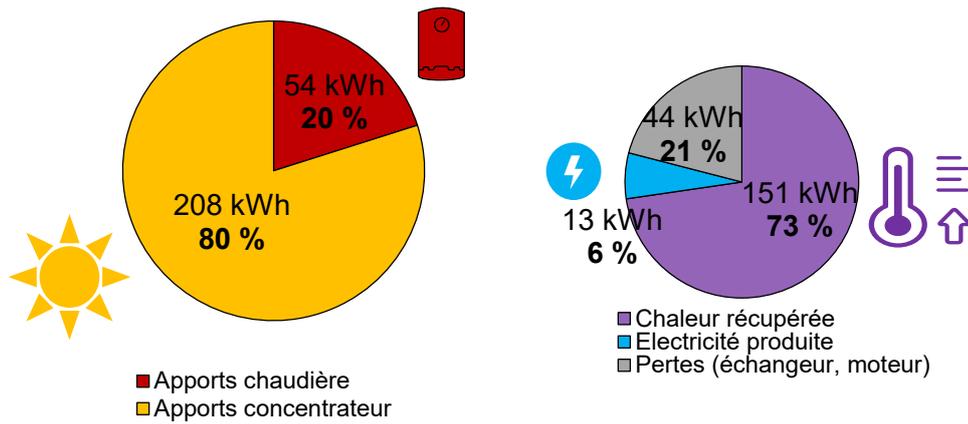


Figure 173 : Bilan de la production du micro-cogénérateur en période estivale

La chaleur récupérée est soit utilisée pour la production d'ECS, soit perdue au cours de la distribution, principalement dans le ballon (Figure 174). Comme précédemment, les pertes dans les tuyauteries n'ont pas été considérées. Nous avons calculé les pertes aux échangeurs et les pertes de stockage thermique.

Deux ballons sont utilisés dans cette architecture. En effet la production d'ECS est assurée par la charge d'un second ballon de volume moins important, égal à 200 litres. Il est donc logique d'observer des pertes plus importantes lorsque l'appoint est situé du côté de la distribution.

Notons qu'un effort sur l'isolation des ballons pourrait permettre une diminution de ces pertes. Cependant, même dans le cas d'un ballon très bien isolé, il semble toujours nécessaire de prendre en compte le calcul des pertes dans l'étude d'une installation de chauffage.

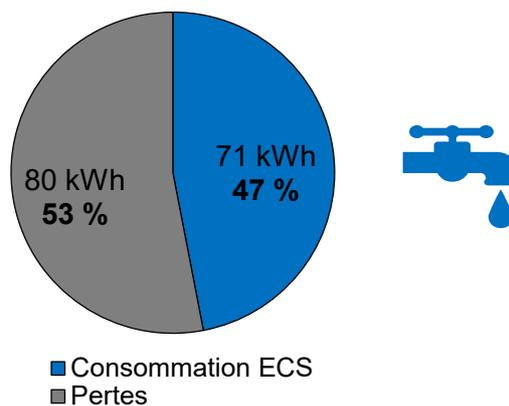


Figure 174 : Bilan de fonctionnement du circuit de distribution en période estivale

La répartition des productions du micro-cogénérateur, imposée en partie par les besoins du bâtiment est inchangée par rapport au cas où la chaudière était placée en aval du champ solaire. Ainsi, pour la semaine d'été considérée, la consommation d'ECS est largement supérieure à la production d'électricité (Figure 175). Pour le profil de consommation électrique considérée, seulement 2 % de l'électricité produite est autoconsommée.

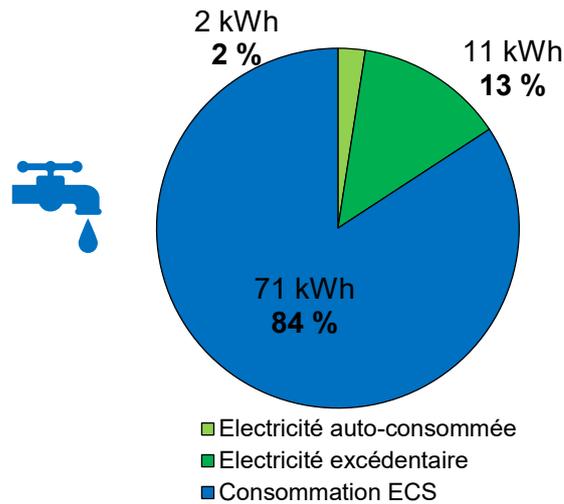


Figure 175 : Bilan de la production du micro-cogénérateur en période estivale

Notons ici que le fonctionnement du moteur est supposé peut perturber lorsqu'il fonctionne en régime saturé (la même corrélation est utilisée). En pratique, des performances différentes peuvent être observées.

6.4 Bilan de fonctionnement, période hivernale

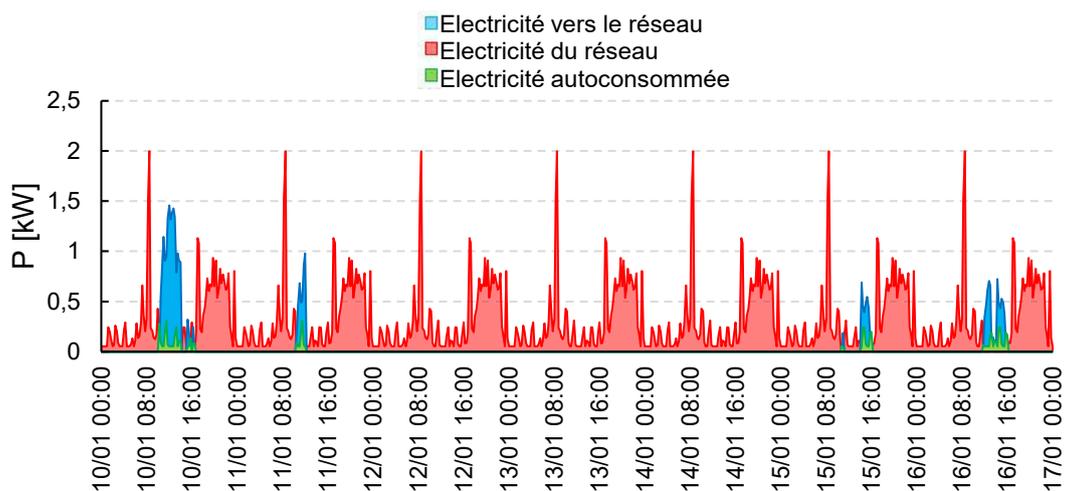


Figure 176 : Bilan électrique de l'installation en période hivernale

Au cours de la période hivernale la décharge est plus fréquente et la charge du ballon est moins rapide. La puissance électrique produite est moins élevée que lors de l'utilisation de la chaudière sur le circuit primaire. Notons qu'il y a production d'électricité, uniquement lorsque l'ensoleillement est suffisant désormais (Figure 176).

Ainsi deux phénomènes influencent la production électrique au cours de l'année dans le cas étudié : en hiver, les puisages de chauffage sont plus importants et facilitent ainsi la décharge du ballon, ce qui est favorable à un fonctionnement sur de plus longues périodes de l'installation et donc à une augmentation de la production électrique. Cependant, en hiver, l'ensoleillement est moins important

ce qui joue en défaveur du fonctionnement de l'installation sans appoint sur la boucle primaire.

En hiver, l'utilisation de l'appoint est majoritaire pour la semaine étudiée (Figure 177). Autrement dit, les périodes où l'ensoleillement est supérieur à 200 W/m² ne sont pas suffisamment longues pour combler les besoins du bâtiment. Le rendement de l'installation demeure élevé et vaut 77 %.

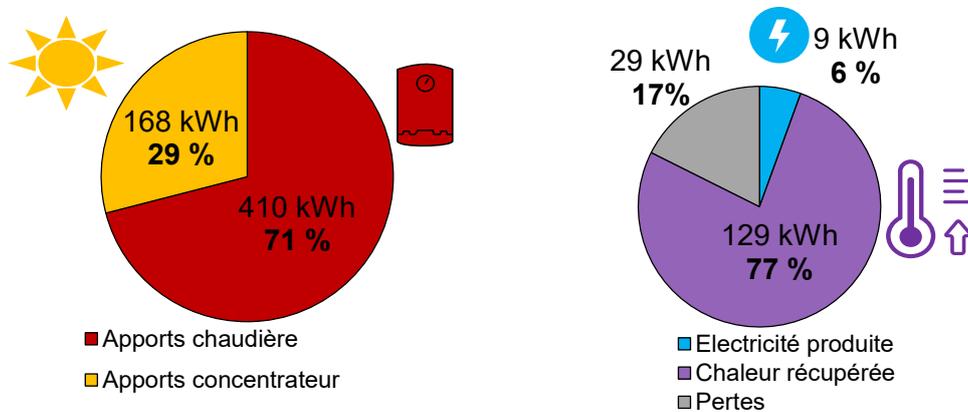


Figure 177 : Bilan de la production du micro-cogénérateur en période hivernale

Comme précédemment, le besoin de chauffage est plus important que les besoins d'ECS au cours de la période hivernale et les pertes thermiques dans les ballons de stockage de chaleur du circuit primaire et d'ECS sont déterminées (Figure 178).

La consommation de chauffage s'élève à 337 kWh ce qui est semblable à la consommation obtenue précédemment. Ce constat nous permet de vérifier la robustesse des modélisations car le besoin en chauffage est déterminé par l'enveloppe, le climat extérieur et les apports dans les zones thermiques, il est donc logique qu'il soit identique quelle que soit la configuration du micro-cogénérateur.

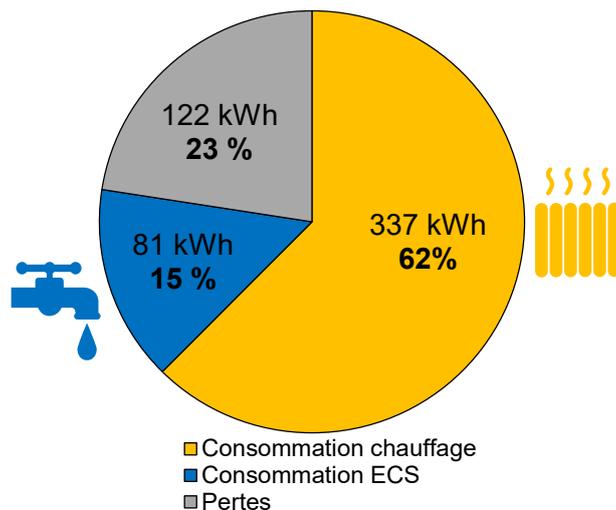


Figure 178 : Bilan de fonctionnement du circuit de distribution en période hivernale

Finalement, le bilan global des productions de l'installation est proposé en Figure 179. On constate une nouvelles fois l'importance des besoins de chauffage et la faible part relative d'électricité produite par le micro-cogénérateur.

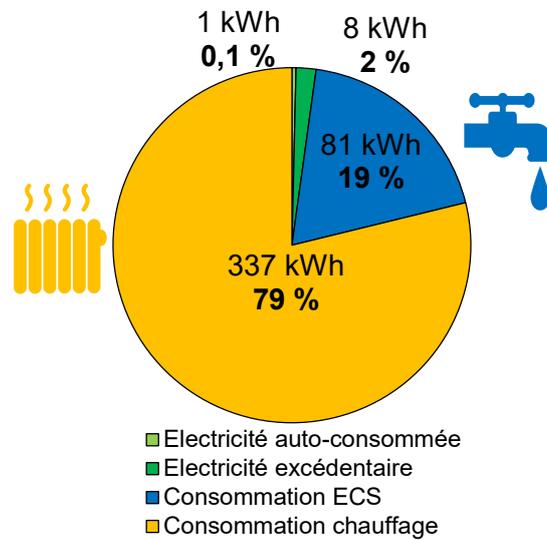


Figure 179 : Bilan des énergies utiles produites par le micro-cogénérateur en période hivernale

6.5 Bilan annuel

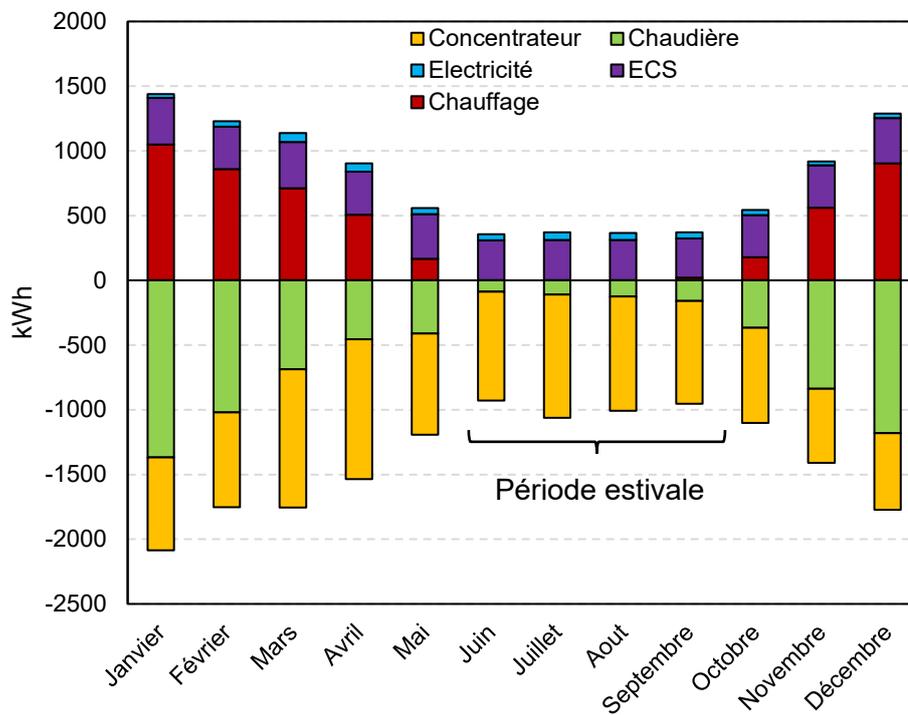


Figure 180 : Bilan annuel, appoint sur la boucle de distribution

Le bilan annuel où les différentes énergies sont sommées mensuellement est représenté en Figure 180. On constate que la production électrique est plus faible que pour le cas précédent. Ainsi, on peut considérer que l'ajout d'un appoint sur la boucle primaire est une modification de l'installation favorable à la production

d'électricité. A l'inverse, l'hybridation avec un appoint du côté de la distribution définit la production de chaleur comme un objectif.

On constate une meilleure exploitation de la ressource solaire lorsque l'appoint est en aval du ballon de stockage. Seule l'énergie issue du champ solaire permet la charge du ballon lorsque la chaudière est située du côté de la distribution. Ainsi, le ballon de stockage étant chargé moins rapidement, les heures où le micro-cogénérateur est à l'arrêt lors d'une journée ensoleillée sont moins nombreuses.

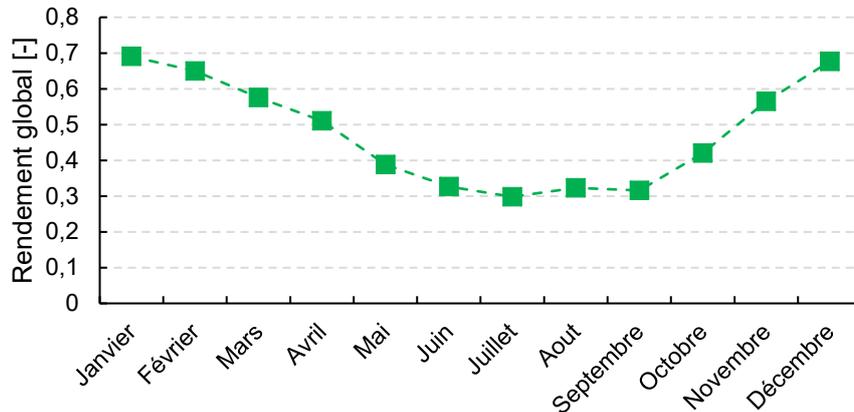


Figure 181 : Rendement global mensuel de l'installation

Comme pour le cas où l'appoint est situé sur le circuit primaire, le rendement global de l'installation est meilleur en hiver qu'en été (Figure 181). L'utilisation de la chaudière à l'aval du ballon de stockage conduit à un rendement meilleur en hiver car la chaudière est majoritairement utilisée en génération de chaleur sans stockage pour le chauffage. Les pertes de chaleur au ballon sont donc limitées. Au contraire, le rendement de cette installation est moins bon en été lorsque la ressource solaire est majoritairement utilisée. En effet, l'architecture proposée implique l'utilisation d'un second ballon pour l'ECS ce qui augmente les pertes thermiques pour la production d'ECS.

7 Etude paramétrique et optimisation de l'usage d'un micro-cogénérateur solaire

L'objectif de cette étude est d'identifier les paramètres les plus influents sur les performances du micro-cogénérateur. Pour cela, une étude de sensibilité a été réalisée, lorsque l'appoint est situé sur la boucle primaire. Parmi les paramètres étudiés, nous avons choisi de détailler dans cette partie le bilan du micro-cogénérateur pour les paramètres les plus influents sur les productions/consommations. Ainsi, les paramètres retenus sont, les besoins en chaleur du bâtiment, l'efficacité de l'échangeur entre la boucle secondaire et la boucle primaire, le volume et l'isolation du ballon de stockage ainsi que la position géographique. L'utilisation de la base de données Meteonorm permet d'évaluer les performances de l'installation en fonction de sa position géographique. Nous avons choisi d'étudier le cas de quatre villes françaises : La Rochelle, Marseille, Paris et Strasbourg.

L'étude de sensibilité pour les paramètres non représentés dans cette section est proposée en Annexe 7.

7.1 Etude d'un bâtiment fortement consommateur

Dans cette partie, nous étudions l'impact du type de bâtiment relié au micro-générateur sur ses productions/consommations. Pour cela, les performances du micro-cogénérateur couplé au bâtiment précédemment décrit avec des besoins de chauffage d'environ 50 kWh/m²/an sont comparées à un bâtiment plus ancien avec des besoins en chauffage d'environ 150 kWh/m²/an. La Figure 182 présente l'évolution des puissances de chauffage au cours de l'année pour les deux bâtiments considérés.

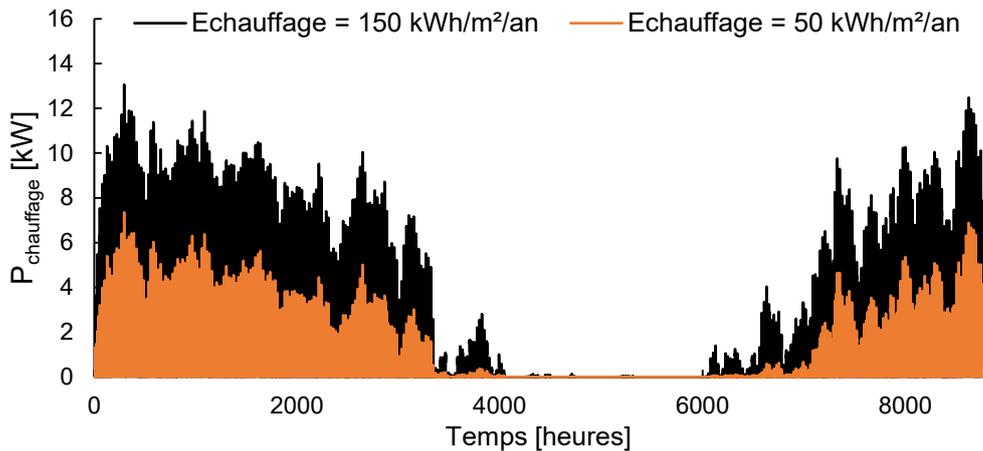


Figure 182 : Comparaison des besoins de chauffage

Ainsi, la puissance maximale de chauffage est très variable en fonction du bâtiment. La principale modification a été une diminution de l'isolation du bâtiment le plus consommateur. Dès lors, les besoins de chauffage sont beaucoup plus importants et peuvent atteindre des valeurs supérieures à 12 kW ponctuellement tandis que la puissance nécessaire pour le bâtiment type faiblement consommateur n'excède jamais 7 kW.

De plus, nous avons considéré un cas défavorable concernant la consommation d'ECS pour le bâtiment le plus énergivore. Ainsi, les habitants sont considérés comme fortement consommateurs d'ECS avec une consommation de 100 litres/pers/jour.

La Figure 183 présente les bilans de puissance annuels pour les deux cas traités précédemment. Notons que dans un premier temps, le confort n'était pas assuré lorsque les paramètres de la boucle secondaire étaient identiques pour le cas avec une consommation de 150 kWh/m²K. Le choix a donc été fait de modifier les caractéristiques dans le but de modéliser un ballon de trois mètres cube bien isolé, avec un coefficient de transmission thermique de 0,25 W/m²K. Dans ce cas, il n'est pas pertinent de comparer les rendements globaux de chaque installation étant donné que ce rendement est très dépendant des pertes thermiques au ballon.

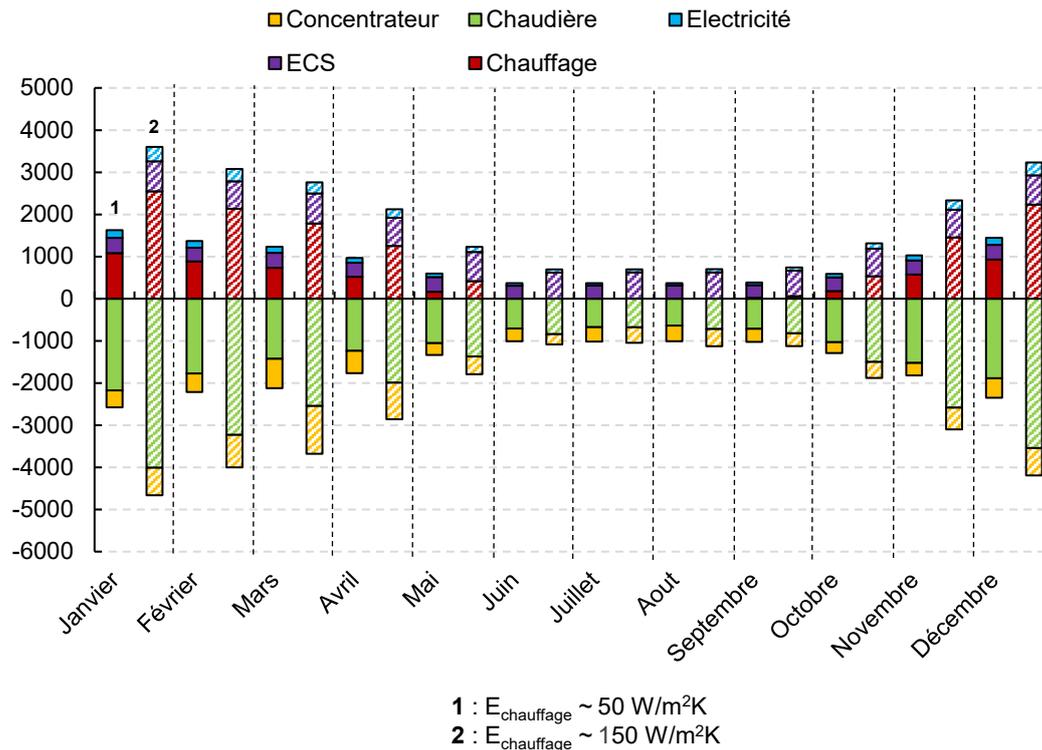


Figure 183 : Bilan annuel des consommations/productions de l'ensemble de l'installation, comparaison en fonction des besoins de chauffage

Logiquement, les productions du micro-cogénérateur sont bien supérieures dans le cas du bâtiment le plus consommateur en chauffage et en ECS. Le Tableau 18 présente le bilan annuel des productions/consommations de l'installation. On constate donc que l'augmentation des besoins en chaleur du bâtiment implique temps de fonctionnement plus important (augmentation d'environ 63 %). Ainsi, l'énergie solaire est utilisée de manière plus fréquente dans le cas du bâtiment le plus consommateur. En effet, 2669 kWh solaire supplémentaires sont produits dans le second cas.

	Bâtiment 50 kWh/m ² K	Bâtiment 150 kWh/m ² K
Electricité autoconsommée	92 kWh	159 kWh
Temps de fonctionnement	742 h	1210 h
Puissance électrique produite	1278 kWh	2506 kWh
Puissance thermique produite	19543 kWh	23590 kWh
Puissance solaire	4692 kWh	7361 kWh

Tableau 18 : Bilan annuel pour le cas RT2012 et RT2005

7.2 Etude paramétrique du micro-cogénérateur

Pour le cas où le bâtiment le moins consommateur présenté précédemment est relié au micro-cogénérateur, nous présentons dans cette partie une étude de sensibilité pour les différents paramètres précédemment cités.

7.2.1 Efficacité de l'échangeur

La récupération de la chaleur au niveau du circuit primaire a une grande importance dans le bilan énergétique de l'installation. Des échangeurs encrassés ou mal dimensionnés peuvent mener à une variation de l'efficacité de l'échange de chaleur. Une variation de 10 % de l'efficacité autour de sa valeur d'origine a été réalisée. La Figure 184 présente le bilan annuel de l'installation.

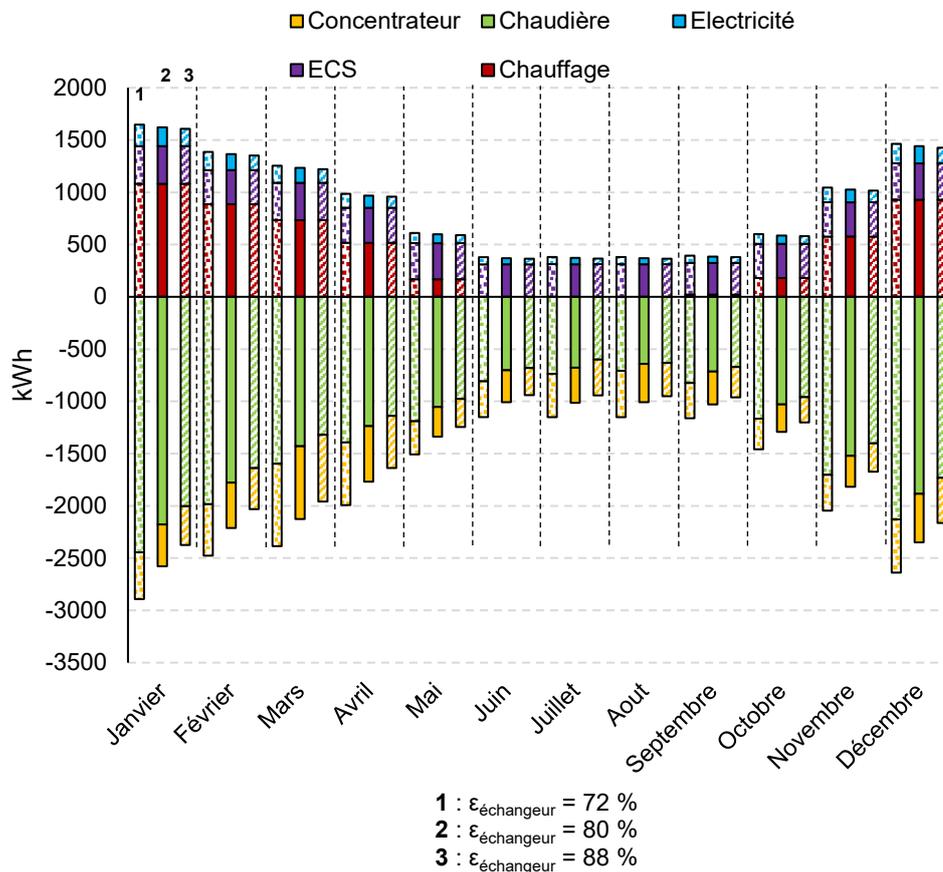


Figure 184 : Bilan annuel des consommations/productions de l'ensemble de l'installation, comparaison pour $\epsilon_{\text{échangeur}} = 72 \%$, $\epsilon_{\text{échangeur}} = 80 \%$ et $\eta_o = 88 \%$

On observe une nette augmentation du rendement de l'installation lorsque l'efficacité de l'échangeur est augmentée. Le rendement est de 47,8 % lorsque l'efficacité de l'échangeur vaut 72 % et atteint 56,6 % pour une efficacité d'échange de 88 %. Une attention particulière doit donc être portée sur les caractéristiques de l'échangeur de chaleur entre la boucle primaire et secondaire pour garantir de bonnes performances à l'installation. Le Tableau 19 résume les différents indicateurs du bilan annuel de l'installation. De manière analogue au cas précédent, les productions sont directement dépendantes du temps de fonctionnement de l'installation. Ainsi, une installation avec un rendement à l'échangeur peu élevée fonctionnera sur des périodes plus importantes. Ainsi, l'énergie solaire récupérée au concentrateur est plus importante lorsque le rendement de l'échangeur diminue. Cependant, cette énergie solaire sera « moins bien » utilisée au niveau de l'utilisateur final car il existe des pertes plus importantes dans la chaîne de conversion.

	$\varepsilon_{éch} = 72 \%$	$\varepsilon_{éch} = 80 \%$	$\varepsilon_{éch} = 88 \%$
Rendement global	48 %	52,30 %	57 %
Electricité autoconsommée	100 kWh	91 kWh	79 kWh
Temps de fonctionnement	844 h	748 h	681 h
Puissance électrique produite	1466 kWh	1320 kWh	1167 kWh
Puissance thermique produite	22012 kWh	19830 kWh	18082 kWh
Puissance solaire	5327 kWh	4629 kWh	4324 kWh

Tableau 19 : Bilan annuel pour différentes efficacités de l'échangeur de chaleur

7.2.2 Isolation du ballon

Les installations solaires thermiques sont très sensibles aux pertes thermiques au niveau du ballon de stockage. Pour quantifier l'effet des pertes thermiques sur les performances de l'installation, nous comparons un cas où le ballon de stockage est isolé, soit avec un coefficient de transmission de $1 \text{ W/m}^2\text{K}$ et un second cas où le ballon est supposé mal isolé, avec un coefficient transmission dix fois supérieurs de $10 \text{ W/m}^2\text{K}$ (Figure 185). Dans les deux cas on suppose que les deux ballons sont dans un local maintenu à une température de 20°C .

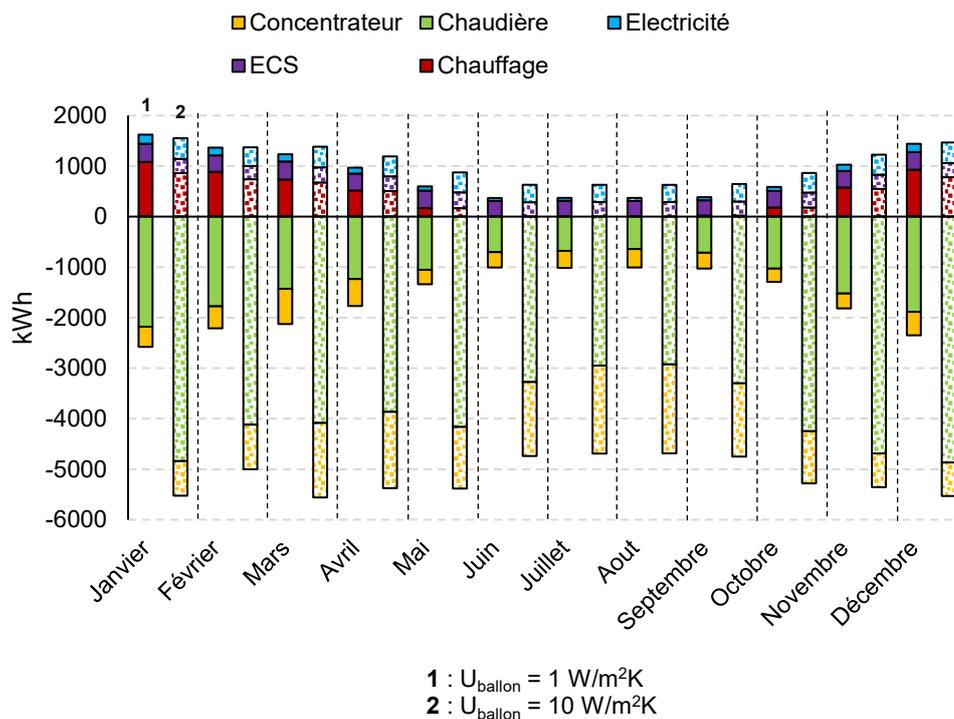


Figure 185 : Bilan annuel des consommations/productions de l'ensemble de l'installation, comparaison pour $U_{ballon} = 1 \text{ W/m}^2\text{K}$ et $U_{ballon} = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$

L'effet de l'isolation du ballon est très net grâce à notre simulation. Les importantes pertes thermiques lorsque le ballon n'est pas isolé dégradent fortement le rendement global qui passe de 54 % pour un ballon isolé à 20 %. Notons que le cas du ballon non isolé favorise l'autoconsommation car le temps de fonctionnement est largement augmenté (Tableau 20). Cependant, d'un point de vue de l'utilisation rationnelle de l'énergie cette solution est inenvisageable.

	Ballon isolé	Ballon non isolé
Rendement global	52,30 %	20 %
Electricité autoconsommée	91 kWh	444 kWh
Temps de fonctionnement	748 h	2495 h
Puissance électrique produite	1320 kWh	4538 kWh
Puissance thermique produite	19830 kWh	61876 kWh
Puissance solaire	4629 kWh	14550 kWh

Tableau 20 : Bilan annuel pour différents niveaux d'isolation du ballon

7.2.3 Volume du ballon

De la même manière que pour l'isolation du ballon, le volume du ballon de stockage est également un paramètre important dans une installation solaire thermique. Le volume du ballon doit être bien adapté aux besoins. Un ballon de trop faible volume peut conduire à une décharge totale en période de besoins et donc à des niveaux de température au départ des réseaux ne garantissant pas le confort, tandis qu'un ballon surdimensionné implique des pertes thermiques importantes par une augmentation de la surface d'échange. Dans le cas étudié, un ballon de trois mètres cubes conduit à un rendement plus faible de l'installation. En effet, on peut observer sur la Figure 186 que les consommations d'énergie du circuit primaire sont plus importantes pour une même quantité d'énergie utilisée.

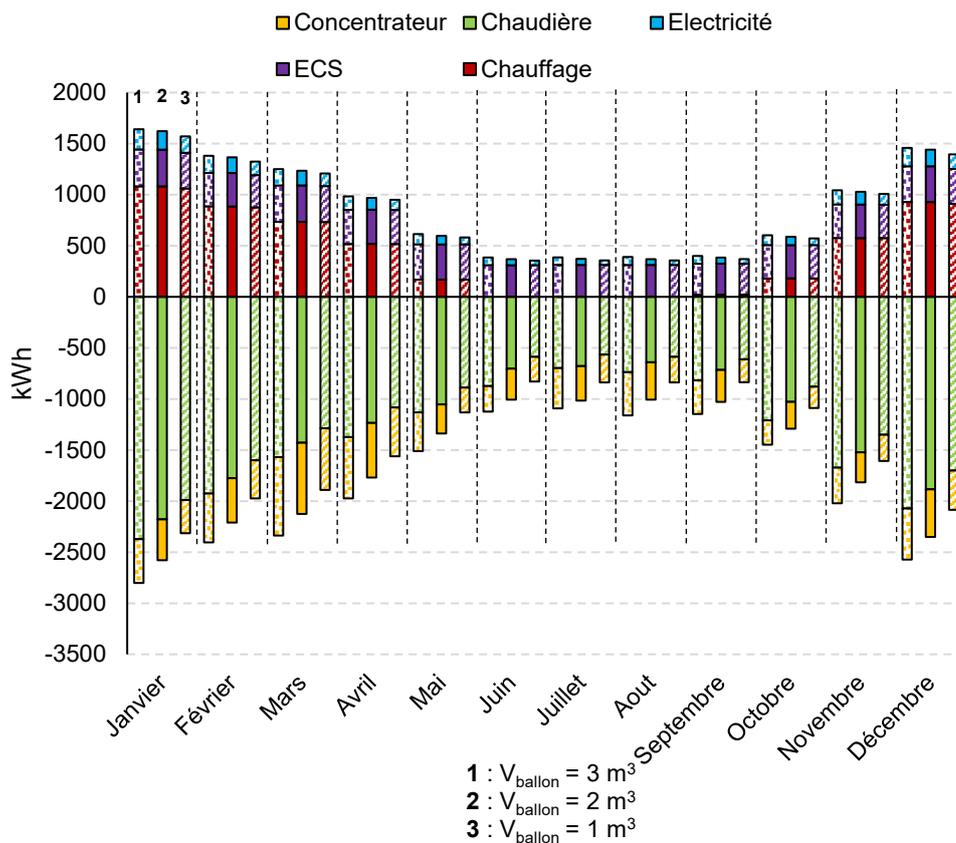


Figure 186 : Bilan annuel des consommations/productions de l'ensemble de l'installation, comparaison pour $V_{\text{ballon}} = 1 \text{ m}^3$, $V_{\text{ballon}} = 2 \text{ m}^3$ et $V_{\text{ballon}} = 3 \text{ m}^3$

Ainsi, d'un point de vue performances de l'installation, un ballon de faible volume apparaît plus avantageux. En effet, le rendement global atteint 59 % avec un ballon d'un mètre cube tandis qu'il chute à 48,8 % avec un ballon de trois mètres cubes. Notons cependant, qu'il peut arriver que le confort ne soit pas assuré avec un ballon d'un mètre cube. Ainsi, la température de départ pour l'eau chaude sanitaire n'est pas assurée. Un appoint électrique apparaît donc nécessaire dans ce cas. Le Tableau 21 récapitule les principaux indicateurs de performances de l'installation. Lorsqu'il arrive que les besoins ne soient pas satisfaits, la colonne correspondante à ce cas est grisée.

	$V_{\text{ballon}} = 1 \text{ m}^3$	$V_{\text{ballon}} = 2 \text{ m}^3$	$V_{\text{ballon}} = 3 \text{ m}^3$
Rendement global	52 %	52,30 %	52 %
Electricité autoconsommée	77 kWh	91 kWh	96 kWh
Temps de fonctionnement	632 h	748 h	840 h
Puissance électrique produite	1076 kWh	1320 kWh	1476 kWh
Puissance thermique produite	16994 kWh	19830 kWh	21593 kWh
Puissance solaire	3860 kWh	4629 kWh	5138 kWh

Tableau 21 : Bilan annuel pour différents volumes de ballon

7.2.4 Position géographique

Pour quatre villes françaises, les performances de l'installation sont étudiées grâce à la base de données Meteonorm. Ainsi, pour les villes de La Rochelle, Paris, Strasbourg et Marseille les données d'ensoleillement et de températures extérieures sont utilisées afin de déterminer les productions et les consommations de l'installation. La Figure 187 présente le bilan annuel de l'installation pour chaque position considérée.

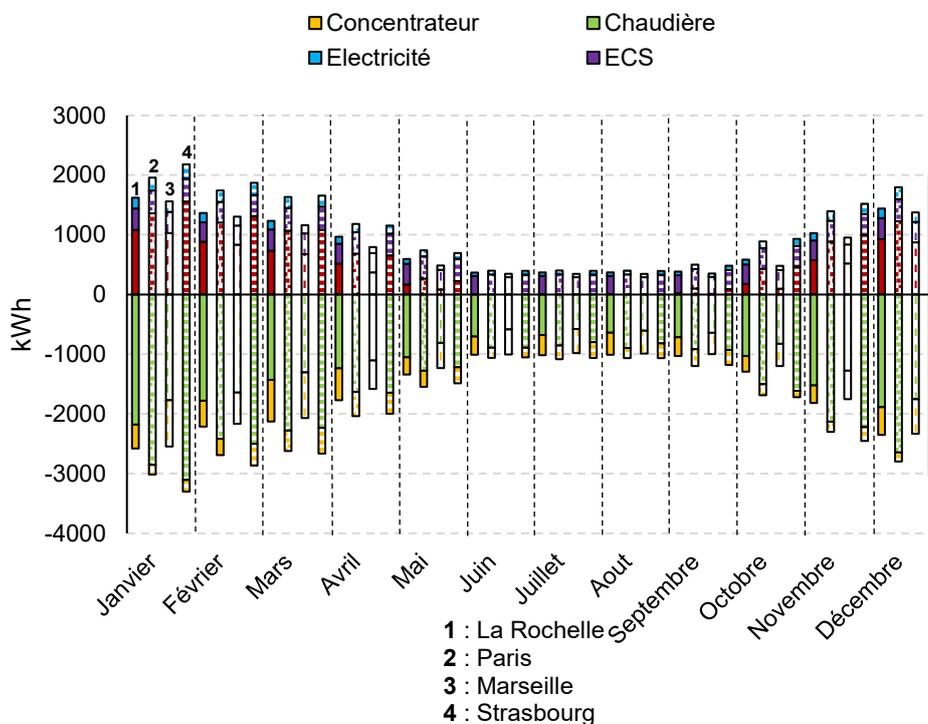


Figure 187 : Bilan annuel des consommations/productions de l'ensemble de l'installation, comparaison pour La Rochelle, Paris, Marseille et Strasbourg

L'analyse du bilan annuel en fonction des positions géographiques permet de mettre en évidence l'importance du climat pour la génération de puissance solaire. Ainsi, pour Marseille, 5959 kWh sont générés grâce au concentrateur solaire tandis que seulement 2809 kWh sont produits lorsque l'installation se trouve à Paris. De plus, il apparaît que le rendement est meilleur lorsque la demande en chauffage est importante, et donc lorsque le temps de fonctionnement de l'installation est plus important. Une installation hybride comme celle étudiée doit donc être implantée dans une zone avec des besoins en chaleur importants pour assurer un bon rendement. Le Tableau 22 rappelle les principaux indicateurs de performances pour chaque ville étudiée.

	La Rochelle	Paris	Marseille	Strasbourg
Rendement global	52,30 %	57 %	51 %	57 %
Elec. Autocons.	91 kWh	107 kWh	89 kWh	108 kWh
Tps fonctionnement	748 h	899 h	706 h	930 h
$P_{\text{électrique}}$	1320 kWh	1568 kWh	1212	1627 kWh
$P_{\text{thermique}}$	19830 kWh	23097 kWh	18844 kWh	23900 kWh
P_{solaire}	4629 kWh	2809 kWh	5950 kWh	3080 kWh

Tableau 22 : Bilan annuel pour différentes positions géographiques de l'installation

7.2.5 Bilan

Une synthèse des différentes études de sensibilité est présentée dans cette section. Pour chaque indicateur de performances, nous présentons, pour une année complète, l'effet de la modification d'un paramètre par rapport au cas de référence décrit dans la section 5.4.

La Figure 188 présente les résultats de l'étude de sensibilité en considérant l'impact d'une variation des paramètres de la simulation sur la puissance électrique autoconsommée. Pour des raisons de clarté, l'étude de sensibilité sur l'isolation du ballon est présentée séparément.

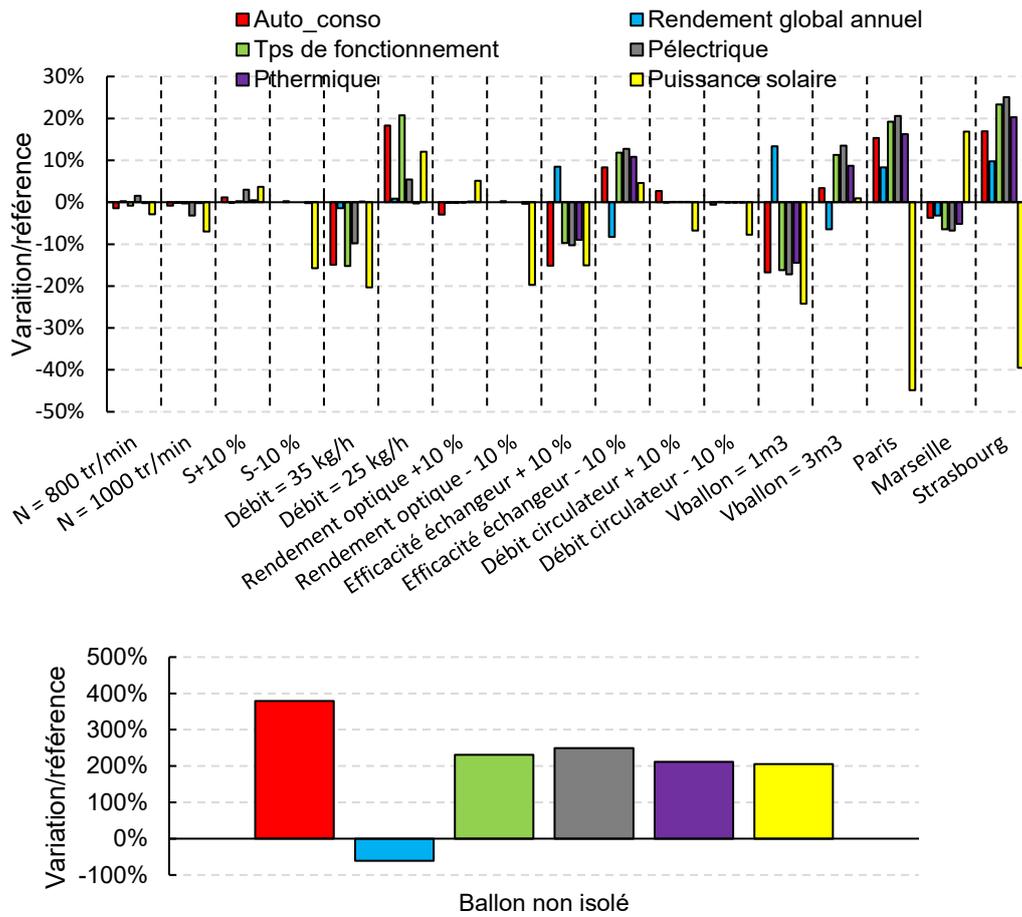


Figure 188 : Synthèse de l'étude paramétrique

Il apparaît que le paramètre le plus influent sur les résultats est l'isolation du ballon. En effet, le stockage de la chaleur pilote le fonctionnement de l'installation. Ainsi, un ballon moins isolé aura pour conséquence un temps de fonctionnement plus important car la chaleur fatale récupérée est alors dissipée sous forme de pertes thermiques à la surface du ballon. Le temps de fonctionnement est augmenté de 230 % pour le cas où le ballon n'est pas isolé. Ainsi, la production thermique, solaire et électrique sont largement augmentées. Cependant, le rendement global est diminué (62 % de diminution par rapport au cas où le ballon est isolé).

La vitesse de rotation du moteur, la surface du concentrateur et le débit de circulateur ne semblent pas avoir d'impacts significatifs sur les performances de l'installation pour les plages de variations considérées. Au contraire, le débit dans le circuit primaire, l'efficacité de la récupération de chaleur ainsi que le volume du ballon sont des paramètres influents. En particulier, un débit massique plus important dans le circuit primaire conduit à un temps de fonctionnement plus important et donc à des performances globalement moins bonnes. De même, l'efficacité de l'échangeur a un impact immédiat sur le rendement de l'installation.

Concernant le volume du ballon, un ballon de faible volume (ici un mètre cube) a pour avantage d'être déchargé plus fréquemment et limite ainsi les pertes thermiques, d'où un rendement global plus important. Cependant, il peut arriver qu'un volume trop faible de ce ballon empêche l'atteinte des températures de départ des réseaux. Dans ce cas, un appoint électrique peut être nécessaire ce qui dégraderait le rendement global de l'installation.

Enfin, l'étude sur le lieu d'implantation du prototype hybridé permet de mettre en avant l'importance des besoins de chauffage pour le bon fonctionnement de l'installation. En effet, même si Marseille présente un ensoleillement bien supérieur à La Rochelle, Paris et Strasbourg, il apparaît que les productions ainsi que le rendement global de l'installation sont supérieures dans les trois villes dernièrement citées. Le temps de fonctionnement est encore une fois un paramètre primordial dans l'évaluation des performances de l'installation. Il apparaît ici que le temps de fonctionnement est fortement dépendant des besoins de chauffage.

7.3 Augmentation de la charge thermique

Les essais et les différentes modélisations réalisés ont démontré que la production électrique est bridée par la charge du ballon de stockage lorsque les puisages de chauffage ne permettent pas de déstocker le ballon.

Ainsi, nous proposons une augmentation de la charge thermique en aval du micro-cogénérateur dans le but d'augmenter son temps de fonctionnement et de produire d'avantage d'électricité. Autrement dit, le micro-cogénérateur étudié dans ces travaux ne serait plus relié à un seul mais à plusieurs bâtiments (Figure 189).

Nous proposons donc une mutualisation des énergies dans l'objectif d'optimiser leur usage, ce genre d'innovation peut s'insérer dans le concept plus général de villes (ou de quartiers) intelligents. Après une étude paramétrique, le choix d'ajouter deux ballons de stockage de même dimension côté boucle secondaire a été effectué.

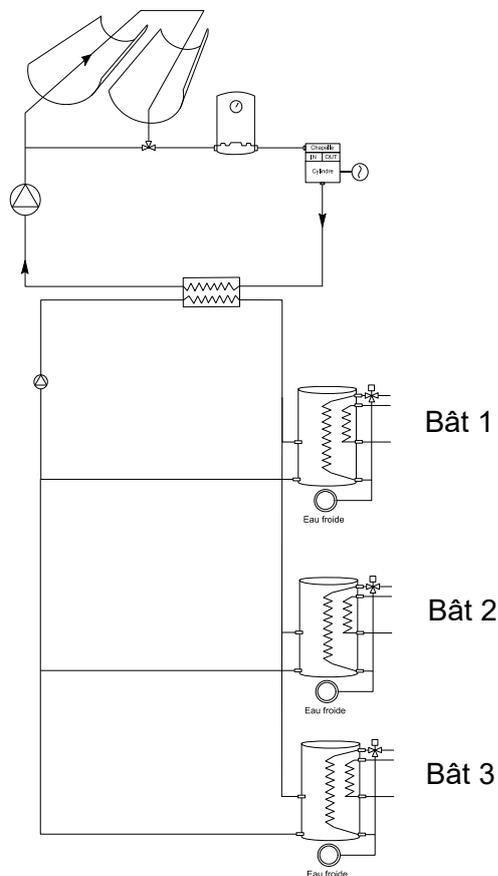


Figure 189 : Augmentation de la charge thermique de l'installation

L'augmentation de la charge thermique permet d'augmenter les productions du micro-cogénérateur qui fonctionne alors en journée lorsque l'ensoleillement solaire est valorisable (Figure 190). De plus, le micro-cogénérateur fonctionne désormais sur des périodes plus longues ce qui facilite son fonctionnement. En pointillés les courbes de production lorsqu'un seul ballon de stockage est relié à l'installation sont représentées, en trait continu sont représentés les productions lorsque trois ballons sont reliés. Ces figures illustrent la remarque précédente. Lorsque plusieurs ballons sont reliés au micro-cogénérateur, l'installation fonctionne toute la journée, de 10h à 18h.

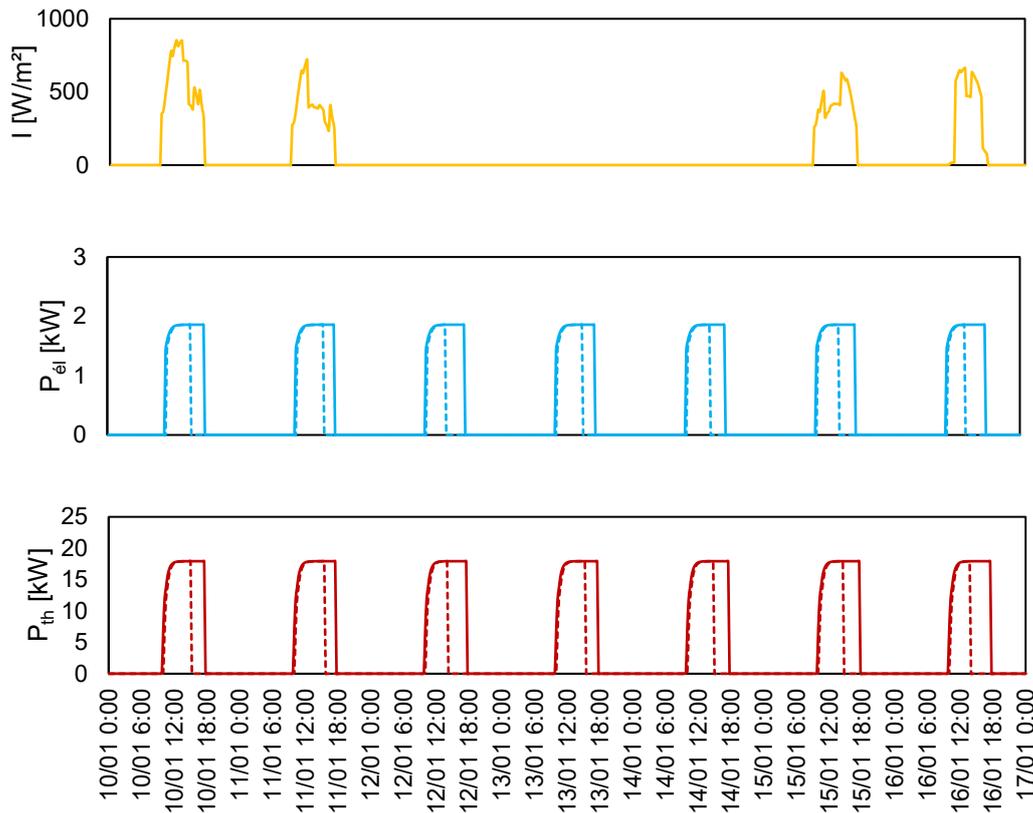


Figure 190 : Effets de l'augmentation de la charge thermique sur les productions électriques et thermiques

7.4 Bilan annuel

Le bilan annuel lorsque la charge thermique est augmentée présente des productions très supérieures au cas présenté en Figure 161 avec une charge plus faible (Figure 191).

Cette fois, l'énergie solaire est mieux valorisée car le prototype n'est plus contraint par l'arrêt de l'installation lorsque le stockage thermique est rempli. Comparé au cas où le micro-cogénérateur est relié à un seul bâtiment, on observe une augmentation de la puissance du concentrateur de 43 % sur l'année. Dans une optique de valorisation de l'énergie solaire, il est donc intéressant d'augmenter la charge thermique reliée au micro-cogénérateur étudié.

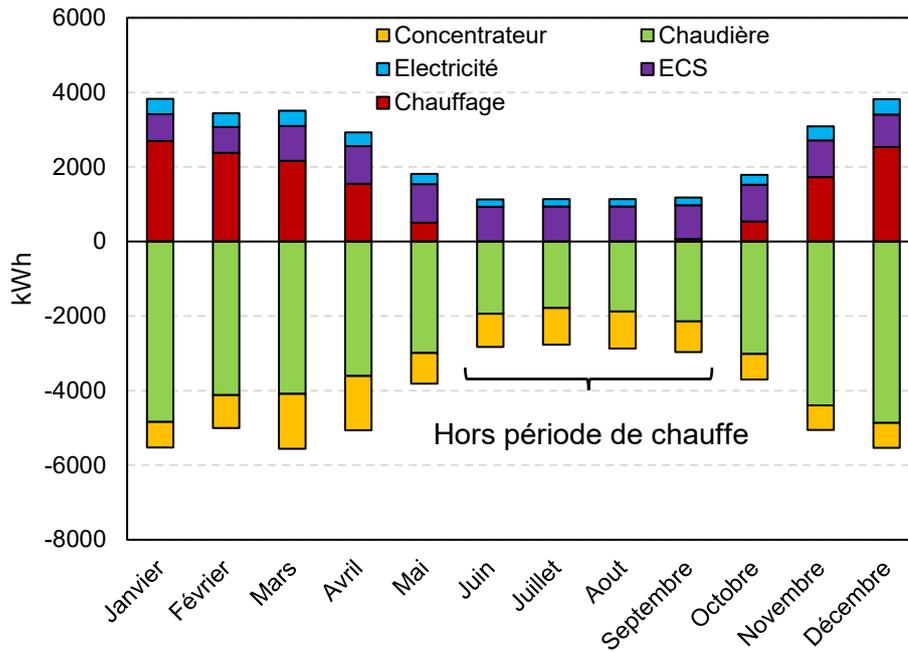


Figure 191 : Bilan annuel, appoint sur la boucle primaire avec augmentation de la charge thermique

Conclusions

Ce chapitre a présenté les résultats de la modélisation du micro-cogénérateur couplé au bâtiment « maison INCAS » simulé grâce au logiciel TRNSYS17©. La partie expérimentale a conduit au constat qu'un tel prototype ne peut fonctionner sans un appoint de chaleur. Après la mise en équation des différents éléments composants le cycle thermodynamique, nous avons proposé dans ce chapitre deux options d'intégration du prototype à un bâtiment de type résidentiel. Pour l'installation étudiée, il a été expliqué en section 4.2.1 qu'un fonctionnement régulé sur l'ensoleillement semble trop contraignant car des cycles marche/arrêt trop nombreux ne sont pas envisageables compte tenu de l'inertie thermique de l'installation. Pour cette étude nous avons donc considéré une période de fonctionnement du micro-cogénérateur fixée, ce qui conduit à une importante utilisation de l'appoint.

La première solution a consisté en l'ajout d'une chaudière de puissance importante en aval du champ solaire capable d'assurer la fonction d'évaporation et de surchauffe en cas d'ensoleillement faible ou nul. Cette solution permet d'assurer une production électrique quotidienne. Les puissances importants mises en jeu au niveau de la boucle primaire conduisent à un remplissage rapide du stockage thermique et donc à un fonctionnement limité de l'installation. Notons également que l'appoint de chaleur nécessite des développements technologiques car de tels équipements n'existent pas à notre connaissance sur le marché.

La seconde solution, plus classique en micro-cogénération, consiste en l'ajout d'une chaudière d'appoint sur la boucle basse pression (ou de distribution). Dans ce cas, la source d'énergie sur le circuit primaire est l'énergie solaire. Le circuit primaire est donc alimenté par une source chaude fortement intermittente. Nous proposons d'ajouter un séparateur de phase en aval du champ solaire pour permettre une alimentation en vapeur saturée du moteur. Notons que l'ajout d'un séparateur pose des défis d'un point de vue hydraulique au niveau de la

récupération des condensats (décrits en section 5.1), de plus, des essais réalisés au cours de cette thèse ont montré que les performances du moteur étaient dégradées lorsque celui-ci fonctionne en vapeur saturée.

Enfin en partant du constat que la chaleur n'est pas suffisamment valorisée lorsque le micro-cogénérateur est couplé à un seul bâtiment, nous avons proposé dans une dernière partie un couplage du micro-cogénérateur à trois bâtiments, ce qui permet d'augmenter sa production.

Cette dernière approche pourrait être un bon moyen d'adapter le système étudié à des besoins réels. D'autres postes consommateurs de chaleur connectés au micro-cogénérateur pourraient être envisagés (piscine, machine à absorption).

Conclusions et perspectives

Le travail de recherche présenté dans ce manuscrit a porté sur l'étude expérimentale et numérique d'un prototype de micro-cogénérateur solaire. L'installation fonctionne grâce au couplage d'un champ de capteur cylindro-parabolique d'une surface de captation de 46,5 m² couplé à un moteur à vapeur monocylindre non lubrifié à cycle de Rankine avec surchauffe (cycle de Hirn). La génération directe de vapeur au sein du tube absorbeur, la non lubrification du moteur ainsi que le suivi deux axes constituent les originalités de ce projet.

La génération d'électricité est assurée par une génératrice tandis que la récupération de la chaleur fatale est assurée par des échangeurs de chaleur réalisant la charge d'un ballon de stockage de trois cents litres grâce à un circuit secondaire. Les puissances nettes électriques et thermiques sont respectivement de 1 kW et 15 kW en ordre de grandeur, ce qui est compatible avec des logements de type résidentiel.

Dans une première partie, des essais ont d'abord été réalisés dans le but d'étudier la stabilité du régime de vapeur surchauffée, nécessaire pour utiliser l'installation sans appoint de chaleur. Ensuite le concentrateur a été caractérisé afin d'en développer un modèle. Enfin, des essais au cours de la période hivernale ont été réalisés pour la première fois.

Concernant l'étude du régime de surchauffe à l'admission du moteur, deux essais ont permis de mettre en évidence la difficulté d'obtenir un régime de surchauffe stabilisé sans avoir recours à un appoint en sortie de champ solaire. De plus, le rendement du concentrateur en vapeur surchauffé est faible. Pour permettre un fonctionnement stabilisé de l'installation, nous proposons l'ajout d'un séparateur de phase comme amélioration. Cette solution est d'ailleurs utilisée sur des systèmes solaires thermodynamiques de plus grande puissance fonctionnant en génération directe de vapeur. Une autre amélioration proposée est l'hybridation du prototype avec une source d'énergie non intermittente comme la biomasse.

D'autres essais ont permis d'étudier la dynamique du concentrateur solaire en faisant varier le débit circulant dans le tube absorbeur. La température de la vapeur en sortie de champ solaire est observée pour différentes configurations (débit, pression, ensoleillement). Lorsque le régime est saturé, l'information de la température est faible car elle est égale à la température de saturation quel que soit le titre de vapeur. Afin de vérifier la précision des modèles de concentrateur, les essais utiles sont donc ceux qui présentent des transitions de régime en sortie de champ solaire (liquide/diphase/surchauffe).

Enfin, les essais réalisés en hiver avec le moteur ont permis de définir les rendements du prototype. Ainsi, au cours des deux journées présentées le rendement thermique maximal était de 36,7 %. Ce rendement correspond à la conversion de l'énergie solaire en énergie thermique. Le rendement électrique maximal pour ces deux journées a atteint 2,6 %. Ces valeurs sont semblables à celles obtenues lors des précédents travaux en condition estivale. Cette étude permet donc d'affirmer que la température extérieure influe peu sur le fonctionnement du prototype et que les performances sont garanties même en hiver par l'installation.

Dans une seconde partie, nous présentons le modèle du micro-cogénérateur. Le moteur a été modélisé par une corrélation établie sur banc d'essais, le skid hydraulique est modélisé comme un échangeur de chaleur « global » en

supposant une efficacité constante. La modélisation du concentrateur solaire en génération directe de vapeur a été réalisée par un modèle à frontières mobiles ainsi que par une loi polynomiale du rendement. Les deux approches sont comparées et présentent des précisions semblables. Le modèle polynomial a donc été retenu pour la modélisation dynamique du micro-cogénérateur et de son couplage au bâtiment. Les résultats du modèle sont les puissances électriques et thermiques produites par le micro-cogénérateur. Ils sont en bon accord avec l'expérience.

La dernière partie de ces travaux traite de l'intégration du prototype à un bâtiment de type résidentiel : la maison INCAS. L'ajout d'une chaudière de puissance importante sur la boucle primaire est proposé dans une première partie. Cette modification favorise la production électrique mais génère d'importantes quantités de chaleur qui peuvent brider le fonctionnement du prototype par un remplissage rapide du ballon de stockage. Une autre solution peut être l'ajout d'une chaudière du côté du circuit de distribution. Dans ce cas, l'utilisation d'un séparateur de phase est nécessaire. Cette configuration présente l'avantage de ne pas brider le fonctionnement du micro-cogénérateur mais conduit à une production électrique fortement intermittente. Enfin, une solution d'usage optimisé du prototype consisterait en l'ajout de plusieurs postes consommateurs de chaleur afin de multiplier les consommateurs de chaleur reliés au micro-cogénérateur. Une telle utilisation permettrait un remplissage moins rapide du ballon de stockage et donc un fonctionnement plus continu de l'installation.

En conclusion, la technologie de micro-cogénération solaire étudiée permet une production d'électricité d'origine renouvelable. De plus, l'utilisation d'un cycle thermodynamique de Hirn permet l'atteinte de températures élevées ce qui permet un stockage de la chaleur. Ce type d'installation apparaît particulièrement adapté pour des sites non raccordés au réseau électrique avec d'importants besoins de chaleur.

D'un point de vue global, l'installation permet la production d'électricité et de chaleur de manière efficace et respectueuse de l'environnement par l'utilisation de la ressource solaire et de l'eau comme fluide de travail. Comme la plupart des installations solaires, des difficultés de gestion de l'intermittence de la ressource existent. En effet, la production électrique n'est pas en phase avec les périodes de consommation, tout comme la production de chaleur dont le potentiel de production maximal se situe en été lorsque les besoins de chauffage sont nuls. Pour un fonctionnement optimal, il semble donc nécessaire d'inclure des systèmes de stockage.

Un stockage électrique avec des batteries peut être envisagé. Cette solution permettrait d'augmenter le taux d'autoconsommation électrique. Un stockage de vapeur assurant la continuité de l'alimentation du moteur, même en cas de brefs passages nuageux, est également une amélioration possible. Enfin, un stockage thermique à l'aide, par exemple, de matériaux à changement de phase dans le ballon de stockage ou encore, un stockage de chaleur inter-saisonnier sont des pistes intéressantes à explorer.

D'un point de vue numérique, tester différents types de bâtiments et intégrer l'hydraulique des réseaux de distribution sont des pistes à développer, tout comme la trigénération avec une production de froid grâce à une machine à absorption.

Enfin, les deux configurations proposées pourraient être testées en conditions réelles afin de confronter les résultats obtenus numériquement à des données expérimentales.

Bibliographie

- [1] J.-L. Bouvier, « Étude expérimentale d'une installation de micro-cogénération solaire couplant un concentrateur cylindro-parabolique et un moteur à cycle de Hirn », Thèse de doctorat, La Rochelle, 2014.
- [2] J. Brizga, K. Feng, et K. Hubacek, « EU energy in figures - Statistical pocketbook 2016 », 2014.
- [3] ADEME, « Climat, air et énergie - Edition 2015 », 2015.
- [4] BP, « BP Statistical Review of World Energy - June 2015 », 2015.
- [5] Eurostat, « Eurostat - Data Explorer ». [En ligne]. Disponible sur: http://appsso.eurostat.ec.europa.eu/nui/show.do?dataset=nrg_100a&lang=fr. [Consulté le: 19-mai-2017].
- [6] Eurostat, « Energy balance sheets », 2016.
- [7] Australian Government, Department of Infrastructures, Transport, Regional Development and Local Government, « Transport energy futures : long-term oil supply trends and projections », 117, 2009.
- [8] J. Laherrère, « Etat des réserves des combustibles fossiles ». [En ligne]. Disponible sur: http://sfp.in2p3.fr/Debat/debat_energie/websfp/Laherrere.htm. [Consulté le: 25-mai-2018].
- [9] P.-R. Bauquis, « Pierre-René Bauquis, site officiel ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.pierrerenebauquis.com/liens.html>. [Consulté le: 25-mai-2018].
- [10] U.S. Department of Energy, « Department of Energy », *energy.gov*. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.energy.gov/>. [Consulté le: 25-mai-2018].
- [11] BGR, « BGR - Homepage ». [En ligne]. Disponible sur: https://www.bgr.bund.de/DE/Home/homepage_node.html. [Consulté le: 25-mai-2018].
- [12] R. K. Pachauri *et al.*, *Climate change 2014: synthesis report. Contribution of Working Groups I, II and III to the fifth assessment report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. IPCC, 2014.
- [13] Nations Unies, « Agir sur les changements climatiques : Portail du système des Nations Unies ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.un.org/fr/climatechange/ipccreports.shtml>. [Consulté le: 02-mai-2018].
- [14] IPCC, « IPCC - Intergovernmental Panel on Climate Change », *www.ipcc.ch*, 2018. [En ligne]. Disponible sur: http://www.ipcc.ch/home_languages_main_french.shtml. [Consulté le: 02-mai-2018].
- [15] Nations Unies, « Protocole de Kyoto la convention-cadre des Nations Unies sur les changements climatiques », *Kyoto, Japon[en ligne] http://unfccc.int/resource/docs/convkp/kpfrench.pdf (page consultée le 15 avril 2010)*, 1998.
- [16] Nations Unies, « L'Accord de Copenhague », 2009.
- [17] Nations Unies, « Convention-cadre sur les changements climatiques », 2015.
- [18] Ministère de l'environnement, de l'énergie et de la mer en charge des relations internationales sur le climat, « Chiffres clés de l'énergie - Édition 2016 », p. 72.
- [19] M. Boudellal, *Cogénération et micro-cogénération : Solutions pour améliorer l'efficacité énergétique Ed. 2*. Dunod.

- [20] N. Petchers, *Combined heating, cooling & power handbook: technologies & applications; an integrated approach to energy resource optimization*, 2nd ed. Lilburn, Ga: Fairmont Press, 2012.
- [21] Syndicat des énergies renouvelables, « Placer les énergies renouvelables au coeur du bâtiment et combattre la précarité énergétique », 2014.
- [22] ADEME, « Quelle intégration territoriale des énergies renouvelables participatives ? - Annexe 4 », 2016.
- [23] C. Lévy, « Les techniques de cogénération », p. 28, 1996.
- [24] Directive 2004/8/EC of the european parliament and of the council. .
- [25] Arrêté du 13 mars 2002 fixant les conditions d'achat de l'électricité produite par les installations d'une puissance inférieure ou égale à 36 kVA pouvant bénéficier de l'obligation d'achat.
- [26] M. Feidt, « Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes et procédés », *Librairie Lavoisier*. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.lavoisier.fr/livre/physique/thermodynamique-et-optimisation-energetique-des-systemes-et-procedes-3e-ed/feidt/descriptif-9782743020279>. [Consulté le: 15-juin-2017].
- [27] Greenturbine, « Greenturbine », 2014. [En ligne]. Disponible sur: <https://greenturbine.wordpress.com/category/english/>. [Consulté le: 30-mai-2017].
- [28] E. Macchi et M. Astolfi, *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*, Woodhead Publishing. 2017.
- [29] B. Saleh, G. Koglbauer, M. Wendland, et J. Fischer, « Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles », *Energy*, vol. 32, n° 7, p. 1210-1221, 2007.
- [30] R. Giquel, « La thermodynamique appliquée aux systèmes énergétiques ». [En ligne]. Disponible sur: <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/turbines-gaz.html>. [Consulté le: 29-juin-2017].
- [31] « Micro gas turbine for CHP », *MTT Micro Turbine Technology BV*. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.mtt-eu.com/technology/micro-gas-turbine-for-chp/>. [Consulté le: 25-juill-2018].
- [32] M. Feidt, M. Costea, et V. Postelnicu, « Comparaison entre le cycle simple de Brayton avec apport thermique imposé et avec contrainte de température maximale », vol. 61, n° 2, p. 237-245, 2006.
- [33] R. Gicquel, « Cours de Thermodynamique, Ecole des Mines ParisTech ». [En ligne]. Disponible sur: <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/DiapJS/S40.html>. [Consulté le: 04-oct-2018].
- [34] Y. Rogeaume, « Production de chaleur à partir du bois - Installations industrielles », 2005.
- [35] R. Daccord *et al.*, « Exhaust Heat Recovery with Rankine piston expander », 2013.
- [36] Renewable Energy Hub, « Internal Combustion Engine CHP Generators - Micro CHP ». [En ligne]. Disponible sur: <https://www.renewableenergyhub.co.uk/micro-combined-heat-and-power-micro-chp-information/internal-combustion-engine-chp-generator.html>. [Consulté le: 15-juin-2017].
- [37] A. Organ, *Stirling Cycle Engines - Inner working and design*, Wiley. 2014.
- [38] Okofen, « Le moteur Stirling Microgen ». [En ligne]. Disponible sur: http://www.okofen-e.com/fr/principe_moteur_stirling/. [Consulté le: 15-juin-2017].
- [39] A. Touré, « Etude théorique et expérimentale d'un moteur Ericsson à cycle de Joule pour conversion thermodynamique de l'énergie solaire ou pour micro-cogénération », Thèse de doctorat, Université de Pau et des pays de l'Adour, Pau, 2010.
- [40] « Un nouveau souffle pour le moteur à air chaud », *L'ACTU de l'Université de Franche-Comté*. [En ligne]. Disponible sur: <http://actu.univ->

- fcompte.fr/article/un-nouveau-souffle-pour-le-moteur-air-chaud-002812.
[Consulté le: 29-juin-2017].
- [41] S. Hody, « La micro-cogénération à pile à combustible : une réalité commerciale au Japon ».
- [42] Ene Field, « Ene.field - Fuel cells x Combined Heat and Power », 2018. [En ligne]. Disponible sur: <http://enefield.eu/>. [Consulté le: 04-juill-2017].
- [43] Vaillant, « Micro cogeneration par pile à combustible pour Maison individuelle ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.pile-a-combustible-vaillant.fr/>. [Consulté le: 04-juill-2017].
- [44] Decentralized Energy, « Fuel cell for South Korean micro-CHP - Decentralized Energy ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.decentralized-energy.com/articles/2016/04/fuel-cell-for-south-korean-micro-chp.html>. [Consulté le: 15-juin-2017].
- [45] G. Colangelo, D. Romano, et G. M. Tina, « Performance evaluation of a new type of combined photovoltaic–thermal solar collector », *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 137, n° 4, p. 041012, 2015.
- [46] R. B. D. Rouge, « Modélisation des solutions de micro-cogénération en vue de leur intégration optimale au sein des bâtiments », Thèse de doctorat, 2018.
- [47] J.-B. Bouvenot, M. Siroux, et B. Latour, « Couplage optimal de solutions de micro cogénération avec les bâtiments d'habitation : création d'une plateforme d'optimisation numérique sous TRNSYS », p. 8.
- [48] F. Bouffard et D. S. Kirschen, « Centralised and distributed electricity systems », *Energy Policy*, vol. 36, n° 12, p. 4504-4508, déc. 2008.
- [49] A. D. Peacock et M. Newborough, « Controlling micro-CHP systems to modulate electrical load profiles », *Energy*, vol. 32, n° 7, p. 1093-1103, juill. 2007.
- [50] M. Houwing, « Smart Heat and Power: Utilizing the Flexibility of Micro Cogeneration », Thèse de doctorat, Delft University, 2010.
- [51] Ministère de la transition écologique et solidaire, « Observations et statistiques : les consommations du secteur résidentiel - tertiaire », 2018. [En ligne]. Disponible sur: http://www.statistiques.developpement-durable.gouv.fr/energie-climat/r/consommations-secteur-residentiel-tertiaire.html?tx_ttnews%5Btt_news%5D=21063&cHash=9f0e986e0a2dd7b05e0cfb6e782ac795. [Consulté le: 23-mars-2018].
- [52] ADEME, « Base Carbone - Documentation des facteurs d'émissions de la Base Carbone », 2014.
- [53] S. Martinez, G. Michaux, P. Salagnac, et J.-L. Bouvier, « Micro-combined heat and power systems (micro-CHP) based on renewable energy sources », *Energy Conversion and Management*, vol. 154, p. 262-285, 2017.
- [54] « Climat, Air et Energie », ADEME. [En ligne]. Disponible sur: <http://www.ademe.fr/climat-air-energie>. [Consulté le: 27-mars-2018].
- [55] V. Dorer et A. Weber, « Energy and CO2 emissions performance assessment of residential micro-cogeneration systems with dynamic whole-building simulation programs », *Energy Conversion and Management*, vol. 50, n° 3, p. 648-657, 2009.
- [56] J. Cockroft et N. Kelly, « A comparative assessment of future heat and power sources for the UK domestic sector », *Energy Conversion and Management*, vol. 47, n° 15, p. 2349-2360, 2006.
- [57] F. Rognon, « Efficiency potentials of heat pumps with combined heat and power. For maximum reduction of CO₂ emissions and for electricity generation from fossil fuels with CO₂ reduction in Switzerland », Swiss Federal Office of Energy (SFOE), SFOE--250179, 2005.

- [58] E. Pohl et D. Diarra, « Assessment of primary energy savings by means of CHP systems in domestic energy supply », *Applied Thermal Engineering*, vol. 71, n° 2, p. 830-837, 2014.
- [59] X. Luo, J. Wang, M. Dooner, et J. Clarke, « Overview of current development in electrical energy storage technologies and the application potential in power system operation », *Applied Energy*, vol. 137, p. 511-536, 2015.
- [60] S. Kuravi, J. Trahan, D. Y. Goswami, M. M. Rahman, et E. K. Stefanakos, « Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants », *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 39, n° 4, p. 285-319, 2013.
- [61] M. Liu *et al.*, « Review on concentrating solar power plants and new developments in high temperature thermal energy storage technologies », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 53, p. 1411-1432, 2016.
- [62] P. Garcia, « Outils d'évaluation technico-économique et d'aide à la conception des centrales solaires thermodynamiques du futur », Thèse de doctorat, Université de Perpignan, 2007.
- [63] D. Barlev, R. Vidu, et P. Stroeve, « Innovation in concentrated solar power », *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 95, n° 10, p. 2703-2725, 2011.
- [64] T. Mancini *et al.*, « Dish-Stirling Systems: An Overview of Development and Status », *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 125, n° 2, p. 135, 2003.
- [65] Iteknowledgies, « Tessera Solar and Stirling Energy Systems unveils world's first commercial-scale SunCatcher plant, Maricopa Solar – Peoria, Arizona », *Energy Deals Blog*, 2010. .
- [66] F. Nepveu, « Production décentralisée d'électricité et de chaleur par système Parabole/Stirling : Application au système EURODISH », Thèse de doctorat, Université de Perpignan, 2008.
- [67] G. Prinsloo, R. Dobson, et A. Mammoli, « Model based design of a novel Stirling solar micro-cogeneration system with performance and fuel transition analysis for rural African village locations », *Solar Energy*, vol. 133, p. 315-330, 2016.
- [68] C. K. Ho et B. D. Iverson, « Review of high-temperature central receiver designs for concentrating solar power », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 29, p. 835-846, 2014.
- [69] R. Osuna *et al.*, « PS10, construction of a 11MW solar thermal plant in Seville, Spain », présenté à SolarPACES 2006, Seville, Spain, p. 9.
- [70] IEA, « Morocco's Noor III Solar Tower CSP to Deliver Power by October », *solarpaces.org*, 2018. [En ligne]. Disponible sur: <http://www.solarpaces.org/moroccos-noor-iii-solar-tower-csp-deliver-power-october/>. [Consulté le: 12-avr-2018].
- [71] IEA, « ACWA Power / Shanghai Power Win Dubai Solar Auction with 7.3 Cents CSP », *solarpaces.org*, 2017. [En ligne]. Disponible sur: <http://www.solarpaces.org/acwa-power-shanghai-power-win-dubai-solar-auction-7-3-cents-csp/>. [Consulté le: 12-avr-2018].
- [72] « Thermophysique, Rayonnement et Écoulement pour les Centrales Solaires - PROMES ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.promes.cnrs.fr/index.php?page=thermophysique-rayonnement-et-ecoulement-pour-les-centrales-solaires>. [Consulté le: 07-juin-2017].
- [73] J. A. Duffie et W. A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*, 4. ed. New York: Wiley, 2013.
- [74] Skyfuel, « Products - SkyTrough », *skyfuel.com*. [En ligne]. Disponible sur: <http://www.skyfuel.com/skytrough.shtml#>. [Consulté le: 07-juin-2017].
- [75] AREVA, « Areva Solar : Our Technology », 2018. [En ligne]. Disponible sur: <http://www.areva.com/EN/solar-198/arevasolarour-technology.html#tab=tab6>. [Consulté le: 07-juin-2017].
- [76] G. Pikra, A. Salim, B. Prawara, A. J. Purwanto, T. Admono, et Z. Eddy, « Development of Small Scale Concentrated Solar Power Plant Using

- Organic Rankine Cycle for Isolated Region in Indonesia », *Energy Procedia*, vol. 32, p. 122-128, 2013.
- [77] Socrate, « Equipex SOCRATE - Microcentrale solaire "MicroSol-R" », 2018. [En ligne]. Disponible sur: <http://www.equipex-socrate.fr/equipements/microsol-r.html>. [Consulté le: 29-mai-2017].
- [78] Centre de Développement des Energies Renouvelables, « REELCOOP : REnewable ELectricity COOPeration - Centre de Développement des Energies Renouvelables », 2018. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.cder.dz/spip.php?article2069>. [Consulté le: 29-mai-2017].
- [79] D. Krüger *et al.*, « Pre-design of a Mini CSP Plant », *Energy Procedia*, vol. 69, p. 1613-1622, 2015.
- [80] R. S. Moghadam, H. Sayyaadi, et H. Hosseinzade, « Sizing a solar dish Stirling micro-CHP system for residential application in diverse climatic conditions based on 3E analysis », *Energy Conversion and Management*, vol. 75, p. 348-365, 2013.
- [81] T. T. Chow, « A review on photovoltaic/thermal hybrid solar technology », *Applied Energy*, vol. 87, n° 2, p. 365-379, 2010.
- [82] Y. Tripanagnostopoulos, T. Nousia, M. Souliotis, et P. Yianoulis, « Hybrid photovoltaic/thermal solar systems », *Solar Energy*, vol. 72, n° 3, p. 217-234, 2002.
- [83] J. C. Mojumder, W. T. Chong, H. C. Ong, K. Y. Leong, et Abdullah-Al-Mamoon, « An experimental investigation on performance analysis of air type photovoltaic thermal collector system integrated with cooling fins design », *Energy and Buildings*, vol. 130, p. 272-285, 2016.
- [84] J. Ji, J.-P. Lu, T.-T. Chow, W. He, et G. Pei, « A sensitivity study of a hybrid photovoltaic/thermal water-heating system with natural circulation », *Applied Energy*, vol. 84, n° 2, p. 222-237, 2007.
- [85] F. Calise, M. D. d'Accadia, M. Vicidomini, et M. Scarpellino, « Design and simulation of a prototype of a small-scale solar CHP system based on evacuated flat-plate solar collectors and Organic Rankine Cycle », *Energy Conversion and Management*, vol. 90, p. 347-363, 2015.
- [86] H. Liu, « Biomass fuels for small and micro combined heat and power (CHP) systems: resources, conversion and applications », in *Small and Micro Combined Heat and Power (CHP) Systems*, R. Beith, Éd. Woodhead Publishing, 2011, p. 88-122.
- [87] E. Cardozo, C. Erlich, A. Malmquist, et L. Alejo, « Integration of a wood pellet burner and a Stirling engine to produce residential heat and power », *Applied Thermal Engineering*, vol. 73, n° 1, p. 671-680, 2014.
- [88] J.-B. Bouvenot, B. Latour, M. Siroux, B. Flament, P. Stabat, et D. Marchio, « Dynamic model based on experimental investigations of a wood pellet steam engine micro CHP for building energy simulation », *Applied Thermal Engineering*, vol. 73, n° 1, p. 1041-1054, 2014.
- [89] S. Thiers, B. Aoun, et B. Peuportier, « Experimental characterization, modeling and simulation of a wood pellet micro-combined heat and power unit used as a heat source for a residential building », *Energy and Buildings*, vol. 42, n° 6, p. 896-903, 2010.
- [90] G. Qiu, Y. Shao, J. Li, H. Liu, et S. Riffat, « Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications », *Fuel*, vol. 96, p. 374-382, 2012.
- [91] B. Thomas, « Benchmark testing of Micro-CHP units », *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, n° 16, p. 2049-2054, 2008.
- [92] S. Farhad, F. Hamdullahpur, et Y. Yoo, « Performance evaluation of different configurations of biogas-fuelled SOFC micro-CHP systems for residential applications », *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 35, n° 8, p. 3758-3768, 2010.

- [93] D. Tempesti, G. Manfrida, et D. Fiaschi, « Thermodynamic analysis of two micro CHP systems operating with geothermal and solar energy », *Applied Energy*, vol. 97, p. 609-617, 2012.
- [94] G. Kosmadakis *et al.*, « Experimental testing of a low-temperature organic Rankine cycle (ORC) engine coupled with concentrating PV/thermal collectors: Laboratory and field tests », *Energy*, vol. 117, p. 222-236, 2016.
- [95] M. T. Mabrouk, « Production optimale d'énergie pour une communauté à petite échelle : application à l'optimisation d'une centrale solaire hybride produisant électricité et chaleur », Thèse de doctorat, Université de Lorraine, 2015.
- [96] R. Dinselmeyer, « Étude des écoulements avec changement de phase : application à l'évaporation directe dans les centrales solaires à concentration », Thèse de doctorat, Université Grenoble Alpes, 2015.
- [97] A. Giglio, A. Lanzini, P. Leone, M. M. Rodríguez García, et E. Zarza Moya, « Direct steam generation in parabolic-trough collectors: A review about the technology and a thermo-economic analysis of a hybrid system », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 74, p. 453-473, juill. 2017.
- [98] R. Cundapí, S. L. Moya, et L. Valenzuela, « Approaches to modelling a solar field for direct generation of industrial steam », *Renewable Energy*, vol. 103, p. 666-681, 2017.
- [99] A. Arousseau, V. Vuillerme, et J.-J. Beziau, « Control systems for direct steam generation in linear concentrating solar power plants – A review », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 56, p. 611-630, 2016.
- [100] J. I. Zapata, « State estimation of a solar direct steam generation mono-tube cavity receiver using a modified Extended Kalman Filtering scheme », *Solar Energy*, vol. 114, p. 152-166, 2015.
- [101] M. Eck et T. Hirsch, « Dynamics and control of parabolic trough collector loops with direct steam generation », *Solar Energy*, vol. 81, n° 2, p. 268-279, 2007.
- [102] M. Eck, E. Zarza, M. Eickhoff, J. Rheinländer, et L. Valenzuela, « Applied research concerning the direct steam generation in parabolic troughs », *Solar Energy*, vol. 74, n° 4, p. 341-351, 2003.
- [103] C.-Y. Lee, P.-C. Chou, C.-M. Chiang, et C.-F. Lin, « Sun Tracking Systems: A Review », *Sensors (Basel)*, vol. 9, n° 5, p. 3875-3890, 2009.
- [104] I. Reda et A. Andreas, « Solar Position Algorithm for Solar Radiation Applications (Revised) », NREL/TP-560-34302, 15003974, 2008.
- [105] R. Almanza et A. Lentz, « Electricity production at low powers by direct steam generation with parabolic troughs », *Solar Energy*, vol. 64, n° 1, p. 115-120, sept. 1998.
- [106] R. Daccord, T. Kientz, et B. Gallot, « Ensemble de production d'électricité à moteur à pression de vapeur », 2995937, 2012.
- [107] J. R. Cooper, « Revised release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam », 2012.
- [108] Verein Deutscher Ingenieure, Éd., *VDI heat atlas*, 2. ed. Heidelberg: Springer, 2010.
- [109] E. Z. Moya, « Direct Steam Generation in Linear Receivers: overview and key issues », p. 47, 2016.
- [110] L. Friedel, « Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two phase pipe flow. », vol. 18, July 1979, p. 485-491, 1979.
- [111] J. Jakob Munch, « Dynamic Modeling of Thermo-Fluid Systems - with focus on evaporators for refrigeration », Technical University of Denmark, 2003.
- [112] J. Leo, *Modélisation et conduite optimale d'un cycle combiné hybride avec source solaire et stockage*. Grenoble Alpes, 2015.

- [113] J. I. Zapata, J. Pye, et K. Lovegrove, « A transient model for the heat exchange in a solar thermal once through cavity receiver », *Solar Energy*, vol. 93, p. 280-293, 2013.
- [114] J.-L. Bouvier, G. Michaux, P. Salagnac, T. Kientz, et D. Rochier, « Experimental study of a micro combined heat and power system with a solar parabolic trough collector coupled to a steam Rankine cycle expander », *Solar Energy*, vol. 134, p. 180-192, 2016.
- [115] M. Biencinto, L. González, et L. Valenzuela, « A quasi-dynamic simulation model for direct steam generation in parabolic troughs using TRNSYS », *Applied Energy*, vol. 161, p. 133-142, 2016.
- [116] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, et A. S. Lavine, Éd., *Fundamentals of heat and mass transfer*, 6. ed. Hoboken, NJ: Wiley, 2007.
- [117] J. C. Chen, « Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow », *Industrial & engineering chemistry process design and development*, vol. 5, n° 3, p. 322–329, 1966.
- [118] W. Chen et X. Fang, « A note on the Chen correlation of saturated flow boiling heat transfer », *International Journal of Refrigeration*, vol. 48, p. 100-104, déc. 2014.
- [119] H. K. Forster et N. Zuber, « Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer », *AIChE Journal*, vol. 1, n° 4, p. 531-535, déc. 1955.
- [120] F. W. Dittus et L. M. K. Boelter, *Heat transfer in automobile radiators of the tubular type*. Berkeley, Calif: University of California Press, 1930.
- [121] AFNOR, « NF EN 12975 - Installations solaires thermiques et leurs composants - Capteurs solaires - Partie 1 : exigences générales », 2010. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.boutique.afnor.org/norme/v2/nf-en-12975-1a1/installations-solaires-thermiques-et-leurs-composants-capteurs-solaires-partie-1-exigences-generales/article/790321/fa169833?xtref=www.google.fr>. [Consulté le: 14-mai-2018].
- [122] S. A. Kalogirou, « Solar thermal collectors and applications », *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 30, n° 3, p. 231-295, 2004.
- [123] J.-L. Bouvier, G. Michaux, P. Salagnac, F. Nepveu, D. Rochier, et T. Kientz, « Experimental characterisation of a solar parabolic trough collector used in a micro-CHP (micro-cogeneration) system with direct steam generation », *Energy*, vol. 83, p. 474-485, 2015.
- [124] S. Quoilin, « Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications », University of Liège, 2011.
- [125] J.-L. Bouvier, V. Lemort, G. Michaux, P. Salagnac, et T. Kientz, « Experimental study of an oil-free steam piston expander for micro-combined heat and power systems », *Applied Energy*, vol. 169, n° Supplement C, p. 788-798, 2016.
- [126] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, *Handbook 2005: Fundamentals. Chapter 32 - Energy estimating and modeling methods*. 2005.
- [127] R. Kemna, « Technical Analysis (incl. System Model) », p. 303, 2007.
- [128] H. Blervaque, « Règles de modélisation des systèmes énergétiques dans les bâtiments basse consommation », Thèse de doctorat, Nationale Supérieure des Mines de Paris, Paris, 2014.
- [129] R. Kemna, « Technical Analysis (incl. System Model) », p. 303, 2007.
- [130] J.-B. Bouvenot, « Etudes expérimentales et numériques de systèmes de micro cogénération couplés aux bâtiments d'habitation et au réseau électrique », Strasbourg, 2015.

- [131] B. Andlauer, « Optimisation systémique de micro-cogénérateurs intégrés au bâtiment », Thèse de doctorat, École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2011.
- [132] H. Zhao et F. Magoulès, « A review on the prediction of building energy consumption », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, n° 6, p. 3586-3592, 2012.
- [133] T. C. Fubara, F. Cecelja, et A. Yang, « Modelling and selection of micro-CHP systems for domestic energy supply: The dimension of network-wide primary energy consumption », *Applied Energy*, vol. 114, p. 327-334, 2014.
- [134] UK Energy Research Centre, « List datasets », 2018. [En ligne]. Disponible sur: http://data.ukedc.rl.ac.uk/cgi-bin/dataset_catalogue/catalogue.cgi.py. [Consulté le: 15-mai-2018].
- [135] A. Hawkes et M. Leach, « Impacts of temporal precision in optimisation modelling of micro-Combined Heat and Power », *Energy*, vol. 30, n° 10, p. 1759-1779, 2005.
- [136] IEA, « European and Canadian non-HVAC Electric and DHW Load Profiles for Use in Simulating the Performance of Residential Cogeneration Systems », Annex 42, 2007.
- [137] Enedis, « Coefficients des profils ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.enedis.fr/coefficients-des-profils>. [Consulté le: 15-mai-2018].
- [138] F. Mallor, J. A. Moler, et H. Urmeneta, « Simulation of household electricity consumption by using functional data analysis », *Journal of Simulation*, p. 1-12, 2017.
- [139] M. Bianchi, A. De Pascale, et F. Melino, « Performance analysis of an integrated CHP system with thermal and Electric Energy Storage for residential application », *Applied Energy*, vol. 112, p. 928-938, 2013.
- [140] K. Li, C. Hu, G. Liu, et W. Xue, « Building's electricity consumption prediction using optimized artificial neural networks and principal component analysis », *Energy and Buildings*, vol. 108, p. 106-113, 2015.
- [141] A. Rahman, V. Srikumar, et A. D. Smith, « Predicting electricity consumption for commercial and residential buildings using deep recurrent neural networks », *Applied Energy*, vol. 212, p. 372-385, 2018.
- [142] L. G. Swan et V. I. Ugursal, « Modeling of end-use energy consumption in the residential sector: A review of modeling techniques », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, n° 8, p. 1819-1835, 2009.
- [143] E. Fuentes, L. Arce, et J. Salom, « A review of domestic hot water consumption profiles for application in systems and buildings energy performance analysis », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 81, p. 1530-1547, 2018.
- [144] AICVF, *Eau chaude sanitaire - Recommandations*. 2004.
- [145] AFNOR, « NF EN 16147 - Pompes à chaleur avec compresseur entraîné par moteur électrique - Essais, détermination des performances et exigences pour le marquage des appareils pour eau chaude sanitaire ». [En ligne]. Disponible sur: <https://www.boutique.afnor.org/norme/nf-en-16147/pompes-a-chaleur-avec-compresseur-entraine-par-moteur-electrique-essais-determination-des-performances-et-exigences-pour-le-m/article/905399/fa188149>. [Consulté le: 16-mai-2018].
- [146] A. Rosato, S. Sibilio, et G. Ciampi, « Energy, environmental and economic dynamic performance assessment of different micro-cogeneration systems in a residential application », *Applied Thermal Engineering*, vol. 59, n° 1, p. 599-617, 2013.
- [147] B. Hendron et J. Burch, « Tool for Generating Realistic Residential Hot Water Event Schedules: Preprint », p. 11, 2010.

- [148] R. Greffet, « Etudes expérimentales et numériques des performances énergétiques d'une fenêtre pariétodynamique », Thèse de doctorat, Université de La Rochelle, 2016.
- [149] R. Carrié, R. Jobert, M. Fournier, S. Berthault, et H. Van Elslande, « Perméabilité à l'air de l'enveloppe des bâtiments, Généralités et sensibilisation », 2006.
- [150] Y. Lebbe et D. Darimont, « Réussir l'intégration de l'hydraulique et de la régulation d'une cogénération dans une chaufferie », Guide technique, 2014.
- [151] E. McKenna et M. Thomson, « High-resolution stochastic integrated thermal–electrical domestic demand model », *Applied Energy*, vol. 165, p. 445-461, 2016.
- [152] COSTIC, « L'intelligence hydraulique - Guide pratique pour des installations performantes », 2013.
- [153] M. Slavu, L. Serres, S. Moissette, et S. Pretot, « Etude d'une installation de chauffage à eau chaude incluant une pompe à débit variable », présenté à 7ème colloque interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes, 2005, p. 6.
- [154] C. Gähler, M. Gwerder, R. Lamon, et J. Tödtli, « Optimal Control of Cogeneration Building Energy Systems », p. 8, 2007.
- [155] M. Houwing et I. Bouwmans, « Agent-based modelling of residential energy generation with micro-CHP », p. 27, 2007.
- [156] « Zoom : Chauffe-eau solaire », *QuelleEnergie*. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.quelleenergie.fr/economies-energie/chauffe-eau-solaire/dimensionnement>. [Consulté le: 06-août-2018].
- [157] ADEME, « L'eau chaude sanitaire », *ADEME*. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.ademe.fr/expertises/batiment/passer-a-l'action/elements-dequipement/leau-chaude-sanitaire>. [Consulté le: 06-août-2018].
- [158] TESS, « Storage Tank Library Mathematical Reference », 2014.
- [159] SPF, « Institut für solartechnik ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.spf.ch/index.php?id=44>. [Consulté le: 31-août-2018].
- [160] IEA, « Technology Roadmap », 2010.

Annexes

Annexe 1 : Résolution du modèle de l'évaporateur	206
Annexe 2 : Caractéristiques des parois de la maison INCAS	209
Annexe 3 : Temps de mise en régime du concentrateur solaire	210
Annexe 4 : Dimensionnement des émetteurs	211
Annexe 5 : Caractéristiques du ballon de stockage et de la chaudière	212
Annexe 6 : Analyse de l'évolution libre du ballon de stockage	214
Annexe 7 : Etude de sensibilité	215

Annexe 1 : Résolution du modèle de l'évaporateur

La résolution pour chaque zone a la forme matricielle suivante, pour la zone liquide :

$$\begin{pmatrix} -a_{cond} - a_{ray} - a_{conv} & a_{cond} & 0 & 0 & 0 \\ b_{cond} & -b_{ray} + \frac{b_{conv}}{2} - b_{cond} & \frac{b_{conv}}{2} + b_{ray} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{c_{conv}}{2} + c_{ray} & -c_{ray} - \frac{c_{conv}}{2} - c_{cond} & c_{cond} & 0 \\ 0 & 0 & d_{cond} & -d_{cond} - d_{conv} & d_{conv} \\ 0 & 0 & 0 & e_{conv} & -e_{conv} - e_{fluide} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_{v,out} \\ T_{v,in} \\ T_{abs,out} \\ T_{abs,in} \\ T_f \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -a_{ray}T_{ciel} - a_{conv}T_{amb} - a_{abs} \\ -b_{abs} \\ -c_{abs} \\ 0 \\ -e_{fluide}T_{entree} \end{pmatrix}$$

Pour la zone diphasique :

$$\begin{pmatrix} -a_{cond} - a_{ray} - a_{conv} & a_{cond} & 0 & 0 & 0 \\ b_{cond} & -b_{ray} + \frac{b_{conv}}{2} - b_{cond} & \frac{b_{conv}}{2} + b_{ray} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{c_{conv}}{2} + c_{ray} & -c_{ray} - \frac{c_{conv}}{2} - c_{cond} & c_{cond} & 0 \\ 0 & 0 & d_{cond} & -d_{cond} - d_{conv} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -e_{conv} & \dot{m}_f \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_{v,out} \\ T_{v,in} \\ T_{abs,out} \\ T_{abs,in} \\ h_f \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -a_{ray}T_{ciel} - a_{conv}T_{amb} - a_{abs} \\ -b_{abs} \\ -c_{abs} \\ -d_{conv}T_{sat} \\ -e_{conv}T_{sat} + \dot{m}_f h_{liq} \end{pmatrix}$$

Pour la zone vapeur :

$$\begin{pmatrix} -a_{cond} - a_{ray} - a_{conv} & a_{cond} & 0 & 0 & 0 \\ b_{cond} & -b_{ray} + \frac{b_{conv}}{2} - b_{cond} & \frac{b_{conv}}{2} + b_{ray} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{c_{conv}}{2} + c_{ray} & -c_{ray} - \frac{c_{conv}}{2} - c_{cond} & c_{cond} & 0 \\ 0 & 0 & d_{cond} & -d_{cond} - d_{conv} & d_{conv} \\ 0 & 0 & 0 & e_{conv} & -e_{conv} - e_{fluide} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_{v,out} \\ T_{v,in} \\ T_{abs,out} \\ T_{abs,in} \\ T_f \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -a_{ray}T_{ciel} - a_{conv}T_{amb} - a_{abs} \\ -b_{abs} \\ -c_{abs} \\ 0 \\ -e_{fluide}T_{sat} \end{pmatrix}$$

Dans les matrices précédentes, les différentes résistances thermiques définies par les bilans sont résumées ici :

$$a_{cond} = -\frac{2\pi\lambda_{verre}}{\ln\left(\frac{d_{out,v}}{d_{in,v}}\right)} \quad a_{conv} = S^*_{out,v}h_{conv,ext} \quad a_{ray} = S^*_{out,v}h_{rad,ext}$$

$$a_{abs} = \frac{\alpha_{verre}\eta_{opt}S^*_{miroir}I}{2} \quad b_{cond} = -\frac{2\pi\lambda_{verre}}{\ln\left(\frac{d_{out,v}}{d_{in,v}}\right)} \quad b_{conv} = S^*_{in,v}h_{conv,an}$$

$$b_{ray} = S^*_{in,v}h_{rad,an} \quad b_{abs} = \frac{\alpha_{verre}\eta_{opt}S^*_{miroir}I}{2} \quad c_{cond} = -\frac{2\pi\lambda_{abs}}{\ln\left(\frac{d_{out,abs}}{d_{in,abs}}\right)}$$

$$c_{conv} = S^*_{out,abs}h_{conv,an} \quad c_{ray} = S^*_{out,abs}h_{rad,an} \quad c_{abs} = \frac{\tau_{verre}\alpha_{abs}\eta_{opt}S^*_{miroir}I}{2}$$

$$d_{conv} = S_{in,abs}^* h_{conv,int} \quad d_{cond} = -\frac{2\pi\lambda_{abs}}{\ln\left(\frac{d_{out,abs}}{d_{in,abs}}\right)} \quad e_{conv} = S_{in,abs}^* h_{conv,int}$$

$$e_{fluide} = \dot{m}_f C_p$$

Pour le calcul du coefficient d'échange radiatif dans l'espace annulaire entre le verre et le tube absorbeur, nous avons utilisé la corrélation proposée par Incropera *et al.* [116], sous forme linéarisée, soit :

$$h_{rad,an} = \frac{4\sigma\left(\frac{T_{abs,out} + T_{verre,in}}{2}\right)^3}{\frac{1}{\varepsilon_{abs,glo}} + \frac{1 - \varepsilon_{verre,glo}}{\varepsilon_{verre,glo}} \left(\frac{D_{out,abs}}{D_{in,verre}}\right)}$$

Pour le calcul du coefficient d'échange convectif dans l'espace annulaire la corrélation suivante a été utilisée :

$$\frac{\lambda_{eff}}{\lambda} = 0,386 \left(\frac{Pr}{0,861 + Pr}\right)^{\frac{1}{4}} Ra_c^{\frac{1}{4}}$$

avec :

$$Ra_c = \frac{9,81\beta(T_{abs,out} - T_{verre,in})L_c^3}{\nu_{air}\alpha_{air}}$$

où :

$$\beta = \frac{2}{T_{verre,in} + T_{abs,out}}$$

et,

$$L_c = \frac{\left[\ln\left(\frac{D_{verre,in}}{D_{abs,out}}\right)\right]^{\frac{4}{3}}}{T_{verre,in} + T_{abs,out}}$$

finalement,

$$h_{conv,an} = \frac{2\pi\lambda_{eff}}{\ln\left(\frac{D_{out,abs}}{D_{in,verre}}\right)}$$

Pour un flux surfacique de 20 kW/m² arrivant sur l'absorbeur, nous avons choisi de représenter l'évolution des coefficients d'échange obtenus avec les corrélations précédemment décrites en fonction du titre de vapeur. La Figure 192 présente cette évolution :

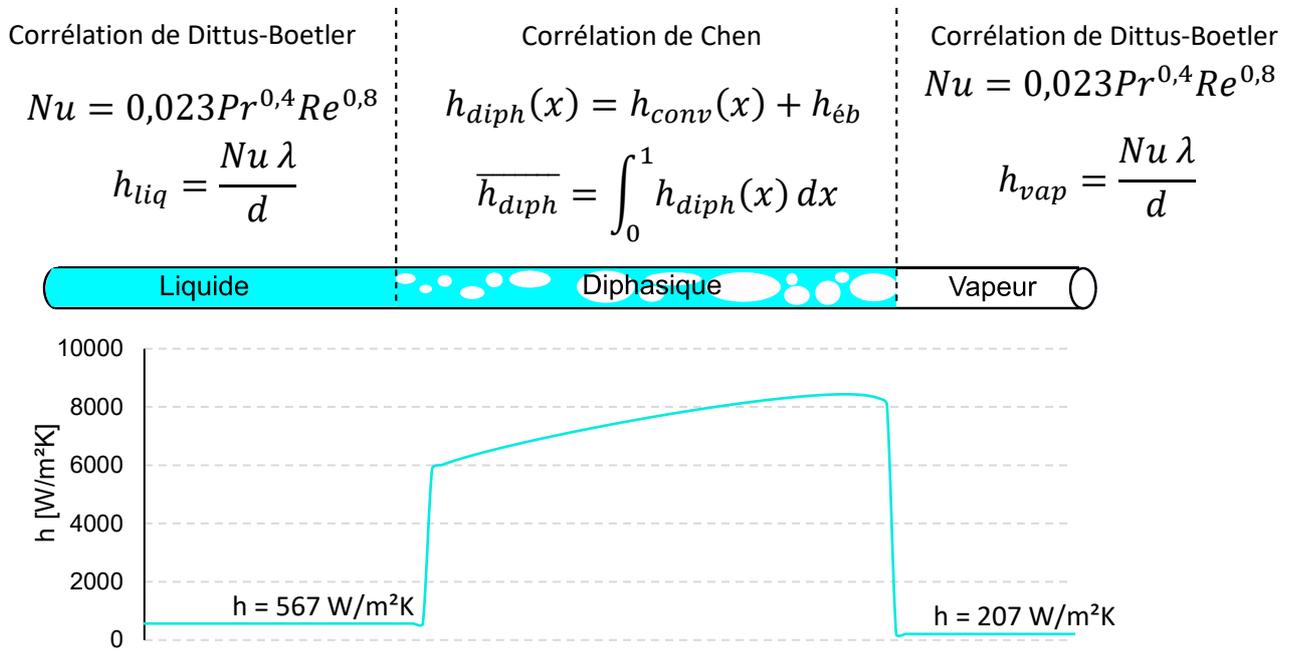


Figure 192 : Evolution du coefficient d'échange en fonction du titre de vapeur

Annexe 2 : Caractéristiques des parois de la maison INCAS

Le Tableau 23 présente la compositions des parois de la maison INCAS ainsi que les données thermophysiques des matériaux la composant.

Paroi	Matériau	épaisseur [mm]	λ [W/(mK)]	ρ [kg/m ³]	C_p [J/kgK]
Murs extérieurs	Enduit ext.	20	1,15	1700	1000
	Béton plein	200	1,80	2300	920
	Polystyrène	120	0,04	25	1380
	Plaque plâtre	13	0,21	1200	1000
Cloisons intérieures	Plaque de plâtre	13	0,21	1200	1000
	Laine de verre	50	0,038	12	840
	Plaque de plâtre	13	0,21	1200	1000
Plancher bas RDC	Terre	250	2,00	1750	1800
	Béton plein	200	1,80	2300	920
	Polystyrène	60	0,04	25	1380
	Mortier	50	1,15	2000	830
	Carrelage	20	1,70	2300	720
Plancher bas étage	Plaque plâtre	13	0,21	1200	1000
	Hourdis béton	120	1,35	1300	520
	Béton plein	40	1,80	2300	920
	Mortier	50	1,15	2000	830
	Carrelage	20	1,70	2300	720
Plafond étage	Plaque plâtre	13	0,21	1200	1000
	Laine de verre	240	0,038	12	840
Toiture	Tuile terre cuite	10	1,15	1900	900
	Lame d'air	13	0,030	1	1200
	Plaque plâtre	13	0,21	1200	1000
Porte	Bois léger	68	0,15	500	1200

Tableau 23 : Propriétés des parois de la maison INCAS

Annexe 3 : Temps de mise en régime du concentrateur solaire

Nous présentons l'évolution de la température en sortie de champ solaire pour différents essais. Ces essais ont été réalisés pour des conditions de fonctionnement en débit, pression et ensoleillement variable. L'objectif de ce paragraphe est de fournir un ordre de grandeur du temps de mise en régime du concentrateur cylindro-parabolique.

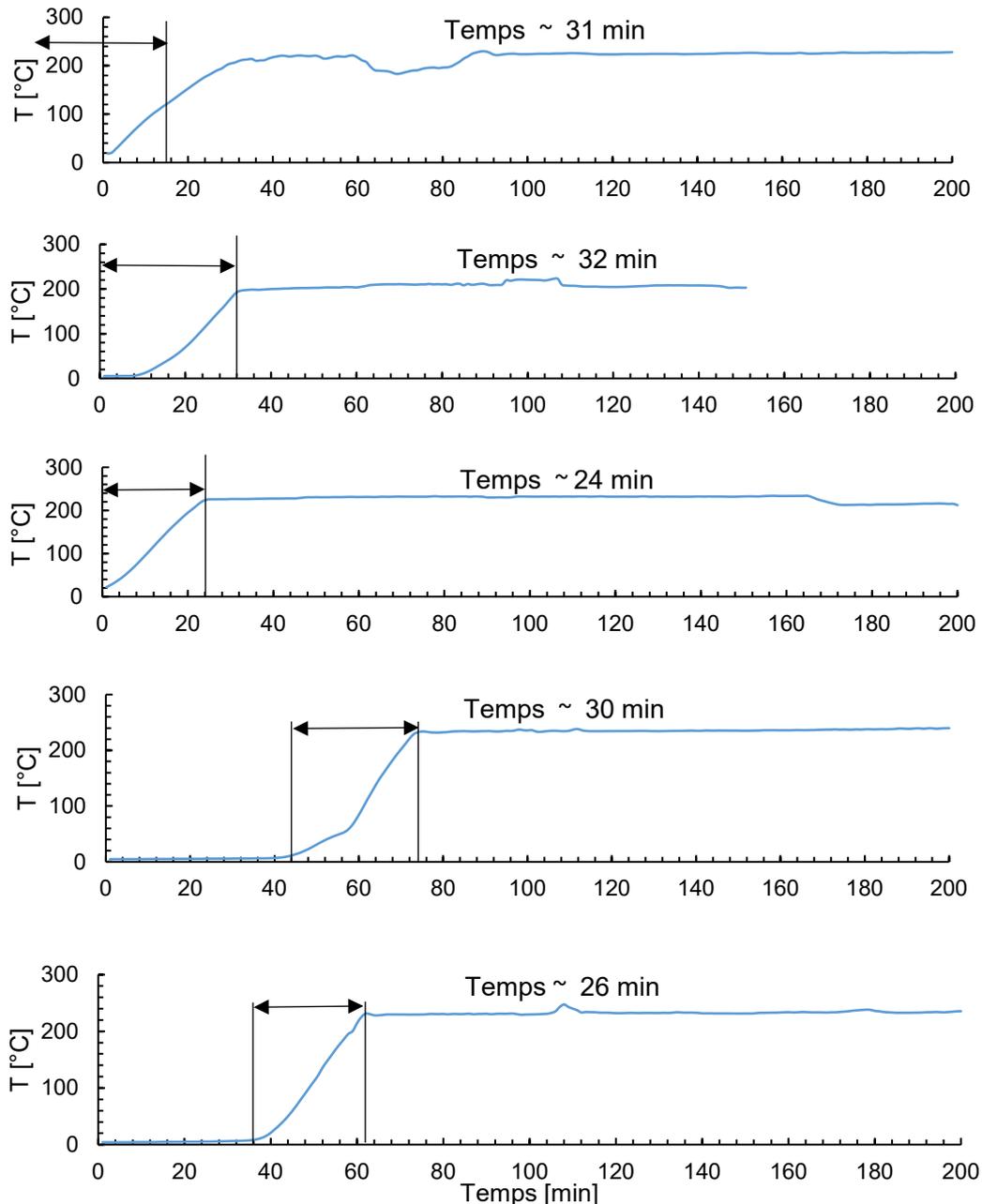


Figure 193 : Temps d'atteinte de la température de saturation en sortie de concentrateur

Pour les cinq essais présentés, le temps de montée moyen est de 28,6 min. Il correspond au temps nécessaire à l'installation pour commencer à générer de la vapeur en sortie de champ solaire. Pour que l'installation fonctionne correctement, il est nécessaire de générer de la vapeur à une qualité suffisante, le temps de démarrage sera donc plus long.

Annexe 4 : Dimensionnement des émetteurs

Le dimensionnement des émetteurs s'appuie sur les régimes d'eau prédéfinis pour chaque réseau du bâtiment. Sans rentrer dans des détails trop techniques, ces données sont primordiales pour appréhender l'intégration d'un micro-cogénérateur (*i.e.* elles permettent de déterminer les températures de retour des réseaux).

Le dimensionnement des émetteurs s'est effectué en réalisant une simulation dynamique du bâtiment INCAS, pour des conditions extérieures fixes (-5°C), sans apport solaire. L'objectif est de calculer les puissances de chauffage nécessaire dans chaque pièce. La puissance de l'émetteur sera donnée par :

$$P_{utile} = \dot{m} C_p \Delta T \quad (1)$$

avec ΔT l'écart de température imposé par le régime d'eau, P_{utile} la puissance thermique calculé par la modélisation thermique, C_p la capacité thermique de l'eau. En pratique, l'équation précédente permet donc de déterminer les débits d'alimentation de chaque réseau. En chaufferie, les débits sont classiquement exprimés en m³/h, on utilise ainsi :

$$\dot{m} = \frac{P_{utile}}{1,16\Delta T} \quad (2)$$

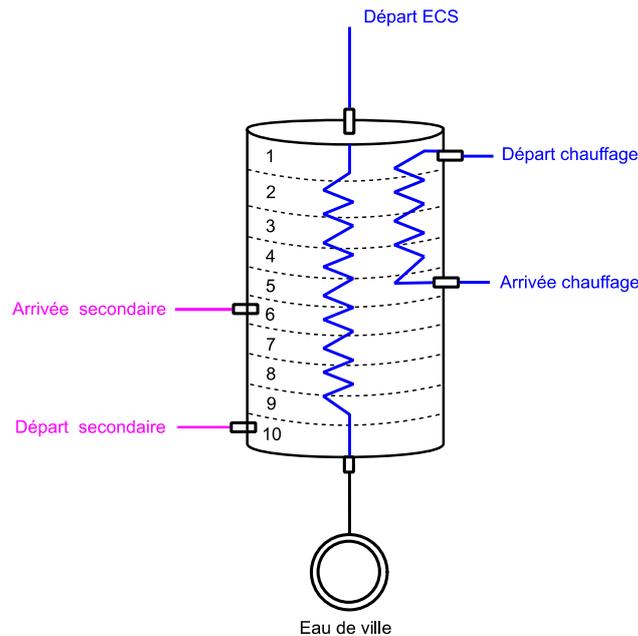
Le Tableau 1 résume les résultats obtenus pour dimensionner les émetteurs de la maison INCAS. Pour les besoins en ECS, les calculs seront identiques. Nous avons choisi de surdimensionner la puissance nécessaire afin de prendre en compte les pertes thermiques de l'échangeur.

Zone thermique	Emetteur	Régime d'eau	Puissance	Débit
Chambre 1	Radiateur	55/40 °C	800 W	46 kg/h
Chambre 2	Radiateur	55/40 °C	500 W	29 kg/h
Chambre 3	Radiateur	55/40 °C	800 W	46 kg/h
Salle de bain	Radiateur	55/40 °C	500 W	29 kg/h
Cuisine/salon	Plancher chauffant	35/28 °C	2000 W	240 kg/h
	Radiateur	55/40 °C	500 W	29 kg/h
ECS	Echangeur	75/55 °C	2000 W	90 kg/h

Tableau 1 : Dimensionnement des émetteurs pour la simulation thermique

Annexe 5 : Caractéristiques du ballon de stockage et de la chaudière

Cette annexe propose les caractéristiques du ballon de stockage et de la chaudière utilisés pour la simulation. Le ballon de stockage est issu de la bibliothèque TESS et correspond à un modèle de ballon stratifié avec échangeur multiples. Les équations régissant le modèle sont disponibles dans la documentation technique [158]. Les deux échangeurs dans le ballon sont des échangeurs de chaleur à tube spiralé. Concernant la chaudière, les principales équations ont été définies dans le manuscrit.



Volume	2 m ³
Hauteur	2,34 m
Diamètre	1,04 m
Epaisseur d'isolant	10 cm
Coefficient de pertes thermique	1 W/m ² K
Nombre de divisions	10

Tableau 24 : Schéma et principales caractéristiques du ballon de stockage utilisé

La chaudière à haute pression est définie par sa puissance nominale, son efficacité globale, son efficacité de combustion ainsi que par l'enthalpie de consigne en sortie.

Puissance nominale	30 kW
Rendement global	0,78
Rendement de combustion	0,85
Enthalpie de consigne	3101 kJ/kg

Tableau 25 : Principales caractéristiques de la chaudière haute pression

Pour la chaudière à basse pression, un modèle plus détaillé prenant en compte la masse en eau de la chaudière a été utilisé : le Type 869 proposé par SPF [159]. Cependant, d'un point de vue global, cette chaudière peut être définie par les paramètres proposés par le Tableau 26.

Puissance nominale	10 kW
Volume d'eau	30 litres
Température maximale	95 °C
Température de consigne	75 °C

Tableau 26 : Principales caractéristiques de la chaudière basse pression

Annexe 6 : Analyse de l'évolution libre du ballon de stockage

Pour analyser la réponse du ballon de stockage, nous nous positionnerons dans le cas traité dans ce travail : un ballon de 2000 litres avec un isolant lui permettant d'atteindre un coefficient de pertes aux parois de $1 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

Nous regarderons l'évolution de la température du ballon lorsque celui-ci est à l'instant initial à $80 \text{ }^\circ\text{C}$ dans une ambiance à $20 \text{ }^\circ\text{C}$, pour différents niveaux d'isolation. Le niveau d'isolation correspond à un coefficient de transmission thermique à la paroi de $1 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$ est représenté en rouge sur la Figure 193.

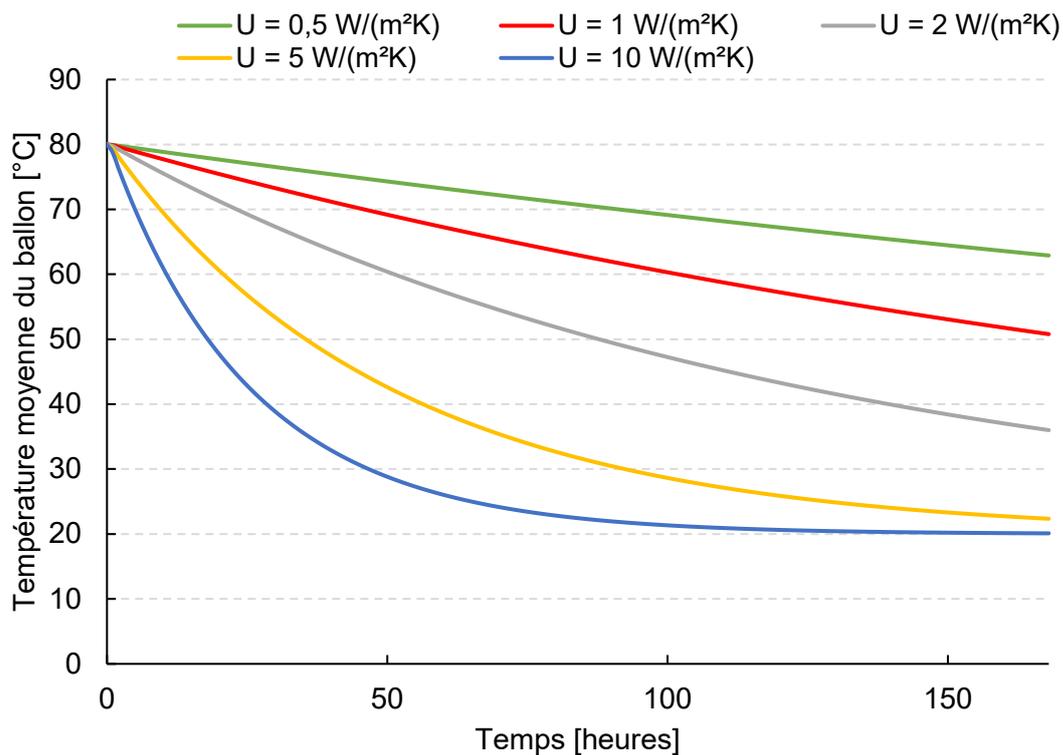


Figure 194 : Evolution libre du ballon pour différents coefficients de transmission

On constate l'importance de l'isolation du ballon sur les performances du stockage thermique. Pour le cas le plus défavorable ($U=10 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$), la chaleur stockée dans le ballon est totalement dissipée au bout de 100 h environ.

Pour le cas envisagé dans nos travaux, avec une isolation permettant un coefficient de transmission de $1 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, les pertes dans le ballon sont d'environ $5 \text{ }^\circ\text{C}/\text{jour}$.

Annexe 7 : Etude de sensibilité

Nous avons fait le choix de présenter dans le corps de texte l'étude de sensibilité concernant les paramètres impactant le plus les performances du micro-cogénérateur. Les études de sensibilité des autres paramètres traités sont présentées dans cette Annexe.

Vitesse de rotation du moteur

Le premier paramètre étudié est la vitesse de rotation du moteur. Pour cela, trois niveaux de vitesse de rotation ont été simulés : 800, 900 et 1000 tr/min. Pour les trois cas traités les conditions d'admission du moteur sont identiques, la haute pression a été fixée à 30 bars, la surchauffe est de 100 °C et le débit dans l'installation est de 30 kg/h. La Figure 194 présente les résultats mensuels des productions et des consommations des trois cas traités.

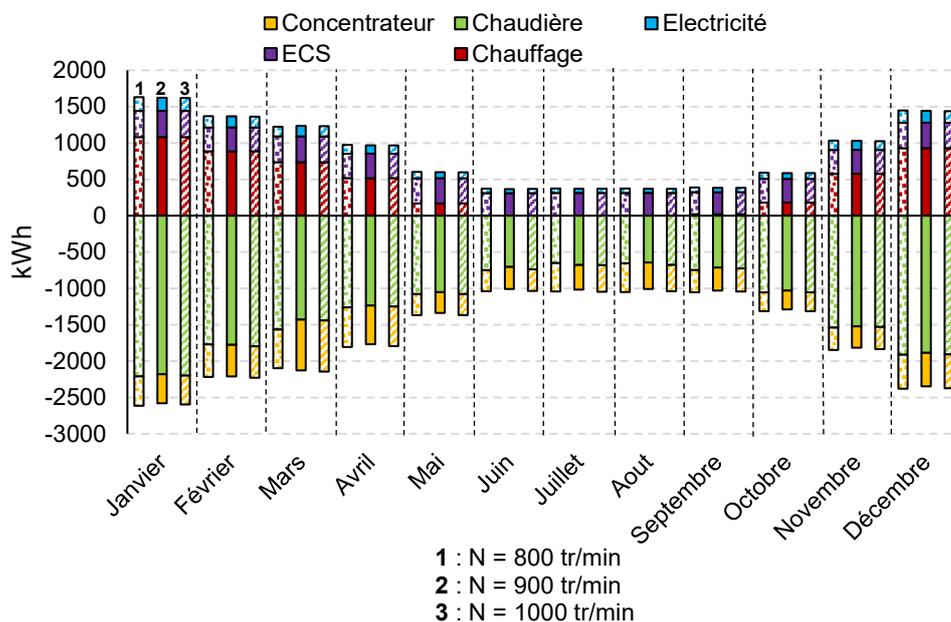


Figure 195 : Bilan annuel des consommations/productions de l'ensemble de l'installation, comparaison pour N = 800tr/min, N = 900tr/min et N = 1000tr/min

On remarque un faible impact de la vitesse de rotation du moteur sur les performances modélisées de l'installation. L'influence de la vitesse de rotation du moteur est principalement visible au niveau de la production électrique. Le Tableau 27 présente les productions et consommations annuelles et l'installation. Notons que les performances du moteur sont valables pour un quatuor de valeur données : pression, débit, surchauffe et vitesse de rotation. Les conclusions tirées ici seront donc valables pour les données précédemment présentées.

	800 tr/min	900 tr/min	1000 tr/min
Rendement global	52,30 %	54 %	52 %
Electricité autoconsommée	91 kWh	92 kWh	92 kWh
Temps de fonctionnement	748 h	741 h	752 h
Puissance électrique produite	1320 kWh	1278kWh	1259 kWh
Puissance thermique produite	19830 kWh	19543 kWh	19820 kWh
Puissance solaire	4629 kWh	4692 kWh	4737 kWh

Tableau 27 : Bilan annuel pour différentes vitesses de rotation du moteur

Surface du concentrateur

La surface du concentrateur est également un paramètre étudié. Une augmentation de la surface de miroirs entraîne une augmentation de la puissance de la source chaude et une augmentation de la ressource solaire utilisable. On peut noter sur la Figure 195 que la puissance solaire est logiquement plus élevée lorsque la surface est plus importante que le cas de référence de 46,5 m².

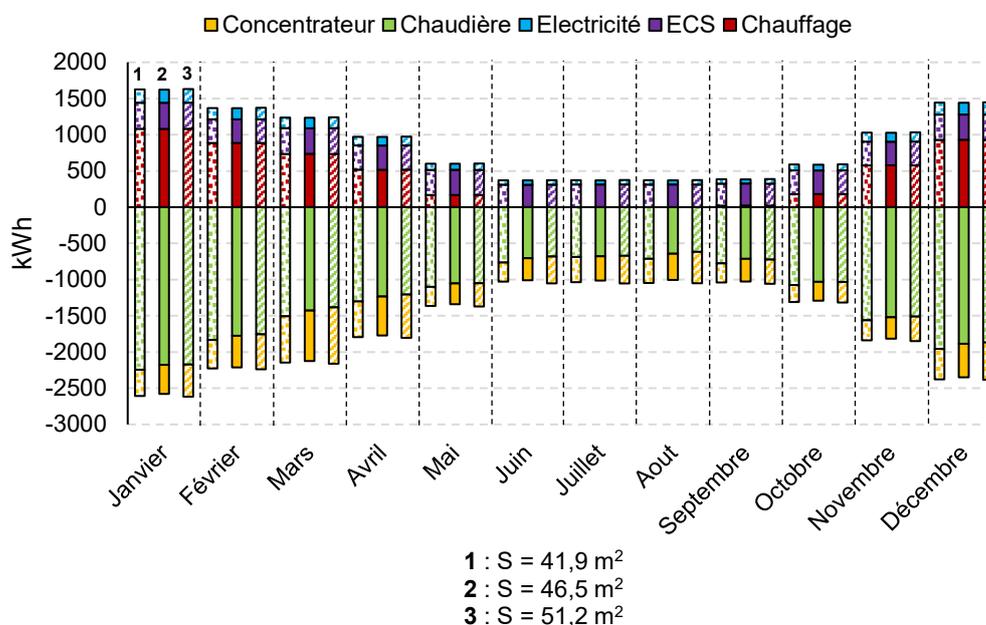


Figure 196 : Bilan annuel des consommations/productions de l'ensemble de l'installation, comparaison pour S = 41,9 m², S = 46,5 m² et S = 51,2 m²

Les principaux indicateurs sont rappelés dans le Tableau 28. La puissance thermique fournie par le concentrateur est l'indicateur le plus représentatif de l'effet de la variation de la surface du concentrateur. Pour une surface de 51,2 m² la puissance solaire générée par le concentrateur est augmentée de 23 % par rapport au cas où la surface vaut 41,9 m².

	S = 41,9 m ²	S = 46,5 m ²	S = 51,2 m ²
Rendement global	52,30 %	52,30 %	52 %
Electricité autoconsommée	94 kWh	91 kWh	93 kWh
Temps de fonctionnement	756 h	748 h	754 h
Puissance électrique produite	1300 kWh	1320 kWh	1339 kWh
Puissance thermique produite	19817 kWh	19830 kWh	19958 kWh
Puissance solaire	4288 kWh	4629 kWh	5278 kWh

Tableau 28 : Bilan annuel pour différentes surface de miroir

Débit massique dans le circuit primaire

Comme vu au cours de l'étude expérimentale dans le chapitre 2, le débit massique circulant dans le circuit primaire a un impact sur les performances de l'installation. Nous présentons dans cette section le bilan annuel du fonctionnement de l'installation pour trois débits, compatibles avec le fonctionnement de l'installation : 25, 30 et 35 kg/h (Figure 196).

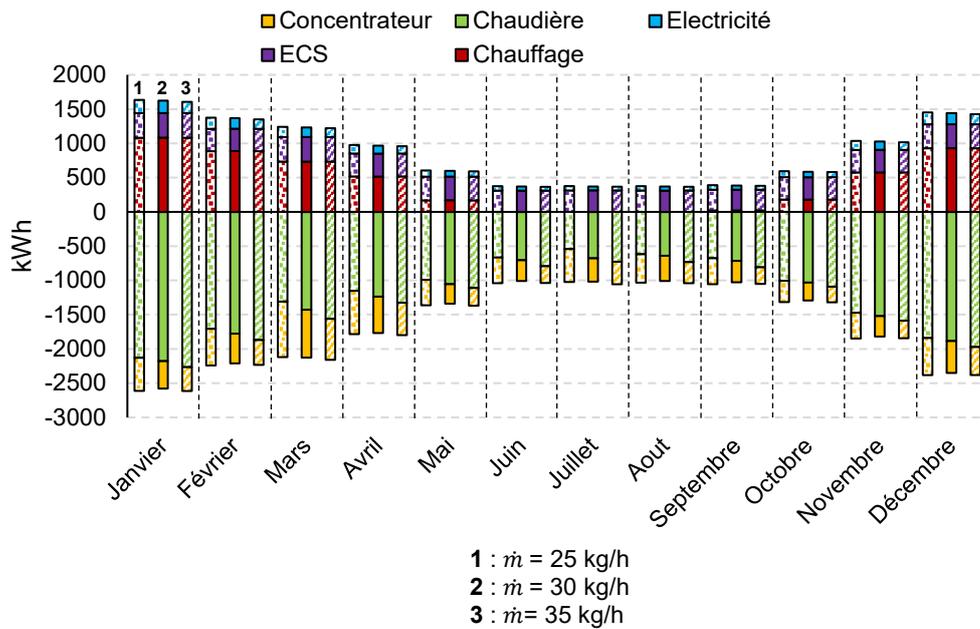


Figure 197 : Bilan annuel des consommations/productions de l'ensemble de l'installation, comparaison pour $\dot{m} = 25 \text{ kg/h}$, $\dot{m} = 30 \text{ kg/h}$ et $\dot{m} = 35 \text{ kg/h}$

L'influence du débit, dans le cas où l'appoint peut assurer la fonction d'évaporateur seul, est principalement observé sur le temps de fonctionnement de l'installation. Un débit plus important a pour conséquence des puissances plus importantes mises en jeu au niveau de la source chaude du circuit primaire. Ainsi, l'installation fonctionne sur des périodes plus réduites car le ballon de stockage thermique atteint la température de consigne plus rapidement. Ainsi, l'installation fonctionne 271 h de plus lorsque le débit est de 25 kg/h comparé au cas où ce dernier vaut 35 kg/h.

	$\dot{m} = 25 \text{ kg/h}$	$\dot{m} = 30 \text{ kg/h}$	$\dot{m} = 35 \text{ kg/h}$
Rendement global	52,60 %	52,30 %	51,40 %
Electricité autoconsommée	109 kWh	91 kWh	79 kWh
Temps de fonctionnement	911 h	748 h	640 h
Puissance électrique produite	1371 kWh	1320 kWh	1173 kWh
Puissance thermique produite	19816 kWh	19830 kWh	19902 kWh
Puissance solaire	5706 kWh	4629 kWh	4057 kWh

Tableau 29 : Bilan annuel pour différents débit massique dans le circuit primaire

Rendement optique

Le rendement optique de l'installation peut varier en fonction de la précision du suivi solaire mais aussi avec la propreté des miroirs. Des miroirs poussiéreux ont alors réflectivité dégradée, ce qui a pour effet de diminuer la puissance de l'évaporateur solaire. Nous nous intéressons donc à l'impact du rendement optique sur les performances de l'installation en Figure 197.

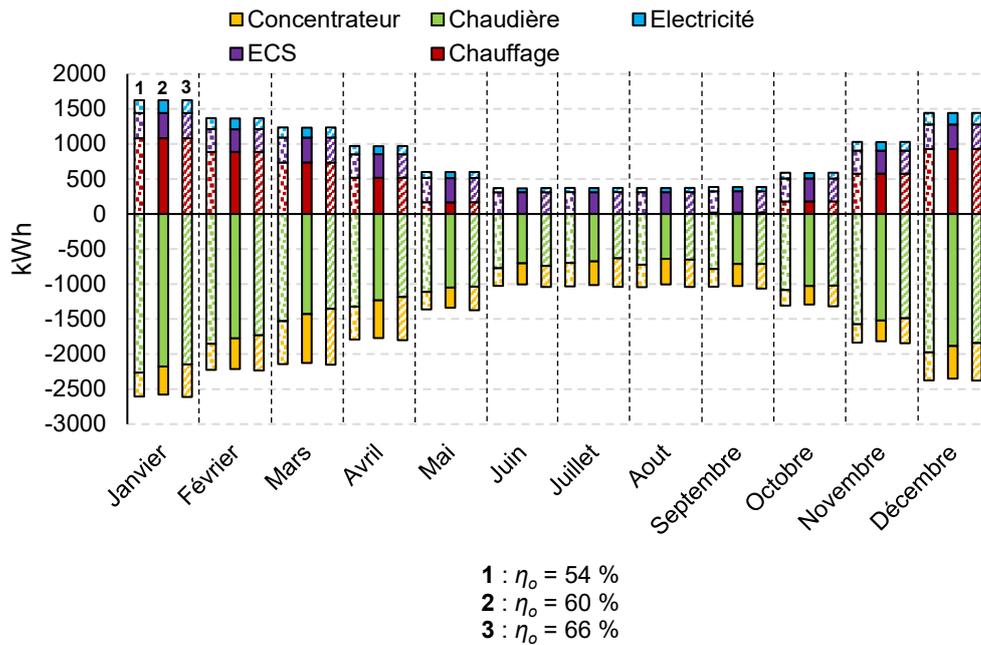


Figure 198 : Bilan annuel des consommations/productions de l'ensemble de l'installation, comparaison pour $\eta_o = 54 \%$, $\eta_o = 60 \%$ et $\eta_o = 66 \%$

La variation du rendement optique a une influence sur la puissance thermique du concentrateur. Ainsi, une augmentation de 10 % du rendement conduit à une production thermique d'origine solaire de 262 kWh supplémentaires sur une année (Tableau 30). Cette considération met en avant la nécessité de l'entretien de l'installation pour garantir ses performances.

	$\eta_o = 54 \%$	$\eta_o = 60 \%$	$\eta_o = 66 \%$
Rendement global	52,60 %	52,30 %	51,40 %
Electricité autoconsommée	109 kWh	91 kWh	79 kWh
Temps de fonctionnement	911 h	748 h	640 h
Puissance électrique produite	1371 kWh	1320 kWh	1173 kWh
Puissance thermique produite	19816 kWh	19830 kWh	19902 kWh
Puissance solaire	5706 kWh	4629 kWh	4057 kWh

Tableau 30 : Bilan annuel pour différents rendements optiques du concentrateur

Débit massique dans le circuit secondaire

Le débit massique dans le circuit secondaire est également un paramètre modifiable dans l'installation. Il s'agit du débit massique assurant la charge du ballon. Pour cette étude paramétrique, l'efficacité de l'échangeur de chaleur est supposée constante. Ainsi, la puissance thermique reçue par le fluide qui assure la montée en température du ballon est constante. Le bilan annuel est présenté en Figure 198.

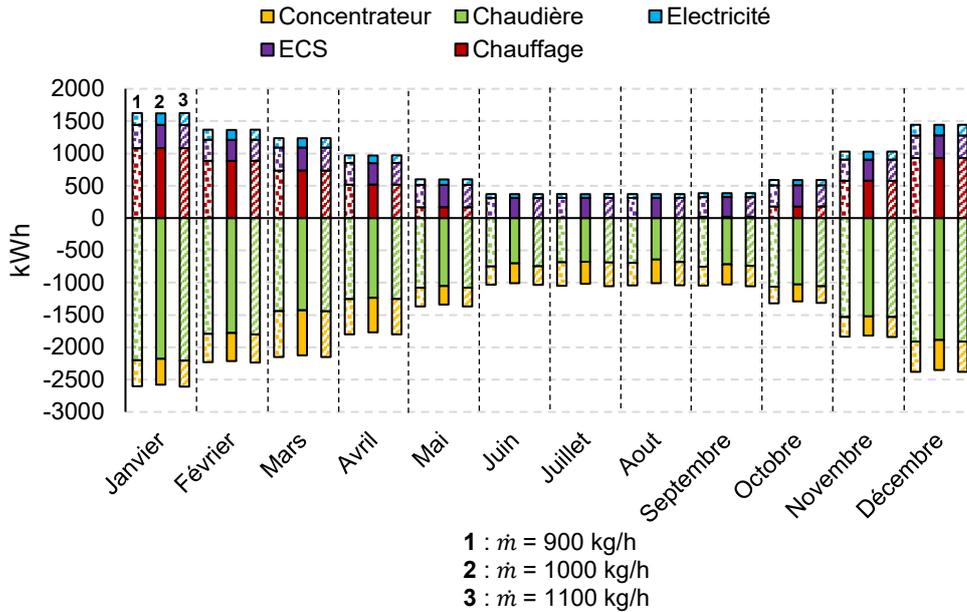


Figure 199 : Bilan annuel des consommations/productions de l'ensemble de l'installation, comparaison pour $\dot{m} = 900 \text{ kg/h}$, $\dot{m} = 1000 \text{ kg/h}$ et $\dot{m} = 1100 \text{ kg/h}$

Pour les niveaux de débits étudiés, une faible influence du débit du circulateur de la boucle secondaire est notée. En réalité, on sait que le débit dans l'échangeur fait varier le coefficient d'échange et donc l'efficacité de l'échangeur. L'hypothèse d'une efficacité constante de l'échangeur conduit donc à de très faibles variations du comportement de l'installation car seule la dynamique de la montée en température du ballon est impactée. Le Tableau 31 présente les résultats annuels des trois cas étudiés.

	$\dot{m} = 900 \text{ kg/h}$	$\dot{m} = 1000 \text{ kg/h}$	$\dot{m} = 1100 \text{ kg/h}$
Rendement global	52 %	52,30 %	52 %
Electricité autoconsommée	92 kWh	91 kWh	95 kWh
Temps de fonctionnement	754 h	748 h	754,5 h
Puissance électrique produite	1300 kWh	1320 kWh	1301 kWh
Puissance thermique produite	19854 kWh	19830 kWh	19883 kWh
Puissance solaire	4697 kWh	4629 kWh	4746 kWh

Tableau 31 : Bilan annuel pour différentes efficacités de l'échangeur de chaleur

Annexe 8 : Choix de la technologie de capteur solaire et caractéristiques

Le choix de la technologie cylindro-parabolique a résulté d'un compromis entre facilité de mise en œuvre et performance. Le tableau 32 proposé par l'IEA est une synthèse des différentes technologies de capteur solaire à concentration disponible. Pour chaque technologie, les performances des systèmes concernant leur efficacité optique, solaire/électrique, l'occupation au sol, le stockage et l'hybridation sont comparées. Il résulte de cette analyse que la technologie cylindro-parabolique est une bonne option pour de la génération directe de vapeur en micro-cogénération.

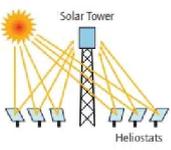
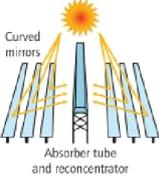
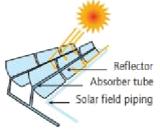
	Tour solaire	Parabole Stirling	Capteurs Fresnel	Cylindro-paraboliques
				
Efficacité optique	**	***	*	**
Efficacité solaire/électricité annuelle	20-35 %	25-30 %	8-10 %	15 %
Occupation au sol	Moyenne	Faible	Moyenne	Importante
Stockage envisageable	Dépendant de l'installation	Dépendant de l'installation	Oui, mais pas en DSG	Oui, mais pas en DSG
Possibilité d'hybridation	Oui	Oui, mais rare	Oui	Oui

Tableau 32 : Choix du système de concentration (d'après [160])

Enfin, plusieurs propriétés optiques du capteur cylindro-parabolique sont proposée par le tableau 33.

$D_{ext,verre}$	60 mm
$D_{ext,abs}$	34 mm
$\alpha_{abs,CLO}$	0,95
$\epsilon_{abs,GLO} (T=100\text{ °C})$	0,15
$\alpha_{verre,CLO}$	0,03
$T_{verre,CLO}$	0,918
$\epsilon_{verre,GLO}$	0,89
Facteur d'interception	0,994
Distance focale	0,35 m
RIM angle	112 °
Réfectivité des miroirs	0,87

Tableau 33 : Propriétés optiques du concentrateur solaire

Etudes expérimentales et numériques d'un micro-cogénérateur solaire - Intégration à un bâtiment résidentiel

Ces travaux consistent en l'étude expérimentale et numérique des performances énergétiques d'un prototype de micro-cogénération solaire. L'installation, située sur le campus de l'Université de La Rochelle, fonctionne grâce au couplage d'un champ de capteur solaire cylindro-parabolique de 46,5 m² avec un moteur à vapeur à piston non lubrifié fonctionnant selon le cycle thermodynamique de Hirn. Le système de suivi solaire s'effectue selon deux axes et l'eau est directement évaporée au sein de l'absorbeur des capteurs cylindro-paraboliques. La génération d'électricité est assurée par une génératrice et la récupération des chaleurs fatales doit permettre d'assurer les besoins en chauffage et eau chaude sanitaire d'un bâtiment.

La première partie de ces travaux présente les essais réalisés. L'objectif est de réaliser des essais complémentaires pour caractériser le concentrateur solaire, d'étudier les conditions de surchauffe de la vapeur, ainsi que le fonctionnement de l'installation complète en hiver. Ce travail a permis le développement de modèles pour le capteur cylindro-paraboliques, les essais en régime surchauffé ont montré la nécessité d'un appoint pour le fonctionnement d'une telle installation tandis que les essais avec moteur présentent des productions compatibles avec les consommations en électricité et chaleur d'un bâtiment résidentiel.

La seconde partie concerne la modélisation des éléments constituant le micro-cogénérateur ainsi que l'intégration de cette installation au bâtiment à l'aide d'un logiciel de simulation thermique dynamique (TRNSYS©). Cette étude propose deux options d'intégration selon le positionnement de l'appoint de chaleur. Pour les deux configurations, des bilans hebdomadaires et annuels sont présentés permettant de discuter les avantages/inconvénients de chaque disposition. Il apparaît que le positionnement de l'appoint sur le circuit primaire permet de piloter la production électrique. L'ajout de l'appoint sur la distribution semble plus facilement réalisable mais empêche le contrôle de la production électrique.

Mot clés : micro-cogénération, génération directe de vapeur, cycle de Hirn, modélisation thermique dynamique, intégration au bâtiment, bâtiment, énergie solaire thermique

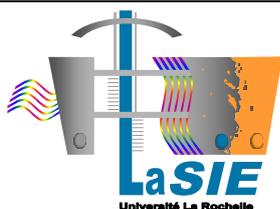
Experimental and numerical studies of a solar micro-cogenerator – Integration into a residential building

This work consists of the experimental and numerical study of the energy performance of a prototype of solar micro-cogeneration. The facility, located on the campus of the University of La Rochelle, operates by coupling a 46.5 m² parabolic trough solar collector field with an oil-free piston steam engine operating according to the Hirn thermodynamic cycle. The solar tracking system is carried out in two axes and the water is evaporated directly into the absorber of the parabolic trough collectors. Electricity generation is provided by a generator and the recovery of fatal heat must make it possible to meet the heating and domestic hot water needs of a building.

The first part of this work presents the tests performed. The objective is to carry out additional tests to characterize the solar concentrator, to study the conditions of steam overheating, as well as the operation of the complete installation in winter. This work has allowed the development of models for the parabolic trough sensor, the tests in overheated mode have shown the need for an extra charge for the operation of such an installation while the tests with motor present productions compatible with the electricity and heat consumption of a residential building.

The second part concerns the modelling of the elements constituting the micro-cogenerator as well as the integration of this installation into the building using dynamic thermal simulation software (TRNSYS©). This study proposes two integration options depending on the positioning of the auxiliary heater. For both configurations, weekly and annual reviews are presented to discuss the advantages/disadvantages of each provision. It appears that the positioning of the auxiliary on the primary circuit makes it possible to control the electrical production. The addition of back-up boiler on the distribution seems more easily achievable but prevents the control of power generation.

Keywords: micro CHP, direct steam generation, Hirn cycle, dynamic thermal modelling, building integration, buildings, solar thermal energy



Laboratoire des Sciences de
l'Ingénieur et de l'Environnement
(LaSIE)

Avenue Michel Crépeau

17042 La Rochelle Cedex 1

Communauté
d'Agglomération de
La Rochelle

