



HAL
open science

Impact de l'intégration d'un stockage intersaisonnier sur un réseau de chaleur solaire : Modélisation dynamique et analyse exergoéconomique

Mathilde Veyron

► To cite this version:

Mathilde Veyron. Impact de l'intégration d'un stockage intersaisonnier sur un réseau de chaleur solaire : Modélisation dynamique et analyse exergoéconomique. Thermique [physics.class-ph]. Université de Lyon, 2022. Français. NNT : 2022LYSEI067 . tel-03814688

HAL Id: tel-03814688

<https://theses.hal.science/tel-03814688v1>

Submitted on 14 Oct 2022

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.



N°d'ordre NNT : 2022LYSEI067

THÈSE de DOCTORAT DE L'UNIVERSITÉ DE LYON

opérée au sein de
Institut National des Sciences Appliquées de Lyon

École Doctorale N° 162
Mécanique, Énergétique, Génie civil, Acoustique

Spécialité : Thermique et Énergétique

Soutenue publiquement le 01/07/2022, par :

Mathilde VEYRON

Impact de l'intégration d'un stockage intersaisonnier sur un réseau de chaleur solaire : modélisation dynamique et analyse exergoéconomique

Devant le jury composé de :

ZOUGHAIB Assaad	Professeur des Universités	Mines Paris	Rapporteur
SERRA Sylvain	Maitre de conférences	ENSGTI	Rapporteur
LE PIERRÈS Nolwenn	Professeur des Universités	USMB	Examinatrice
LAMAISON Nicolas	Docteur	CEA	Examineur
CLAUSSE Marc	Professeur des Universités	INSA Lyon	Directeur de thèse

Département FEDORA – INSA Lyon - Ecoles Doctorales

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
CHIMIE	CHIMIE DE LYON http://www.edchimie-lyon.fr Sec : Renée EL MELHEM Bât. Blaise PASCAL, 3e étage secretariat@edchimie-lyon.fr	M. Stéphane DANIELE C2P2-CPE LYON8UMR 5265 Bâtiment F308, BP 2077 43 Boulevard du 11 novembre 1918 6916 Villeurbanne directeur@edchimie-lyon.fr
E.E.A.	ÉLECTRONIQUE, ÉLECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE http://edeea.universite-lyon.fr Sec. : Stéphanie CAUVIN Bâtiment Direction INSA Lyon Tél : 04.72.43.71.70 secretariat.edeea@insa-lyon.fr	M. Philippe DELACHARTRE INSA LYON Laboratoire CREATIS Bâtiment Blaise Pascal, 7 avenue Jean Capelle 69621 Villeurbanne CEDEX Tél : 04.72.43.88.63 philippe.delachartre@insa-lyon.fr
E2M2	ÉVOLUTION, ÉCOSYSTÈME, MICROBIOLOGIE, MODÉLISATION http://e2m2.universite-lyon.fr Sec. : Bénédicte LANZA Bât. Atrium, UCB Lyon 1 Tél : 04.72.44.83.62 secretariat.e2m2@univ-lyon1.fr	Mme Sandrine CHARLES Université Claude Bernard Lyon 1 UFR Biosciences Bâtiment Mendel 43, boulevard du 11 Novembre 1918 69622 Villeurbanne CEDEX sandrine.charles@univ-lyon1.fr
EDISS	INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-SANTÉ http://www.ediss-lyon.fr Sec. : Bénédicte LANZA Bât. Atrium, UCB Lyon 1 Tél : 04.72.44.83.62 secretariat.ediss@univ-lyon1.fr	Mme Sylvie RICARD-BLUM Institut de Chimie et Biochimie Moléculaires et Supramoléculaires (ICBMS) - UMR 5246 CNRS - Université Lyon 1 Bâtiment Raulin - 2ème étage Nord 43 Boulevard du 11 novembre 1918 69622 Villeurbanne Cedex Tel : +33(0)4 72 44 82 32 sylvie.ricard-blum@univ-lyon1.fr
INFOMATHS	INFORMATIQUE ET MATHÉMATIQUES http://edinfomaths.universite-lyon.fr Sec. : Renée EL MELHEM Bât. Blaise PASCAL, 3e étage Tél : 04.72.43.80.46 infomaths@univ-lyon1.fr	M. Hamamache KHEDDOUCI Université Claude Bernard Lyon 1 Bât. Nautibus 43, Boulevard du 11 novembre 1918 69 622 Villeurbanne Cedex France Tel : 04.72.44.83.69 hamamache.kheddouci@univ-lyon1.fr
Matériaux	MATÉRIAUX DE LYON http://ed34.universite-lyon.fr Sec. : Yann DE ORDENANA Tél : 04.72.18 62 44 yann.de-ordenana@ec-lyon.fr	M. Stéphane BENAYOUN Ecole Centrale de Lyon Laboratoire LTDS 36 avenue Guy de Collongue 69134 Ecully CEDEX Tél : 04.72.18.64.37 stephane.benayoun@ec-lyon.fr
MEGA	MÉCANIQUE, ÉNERGÉTIQUE, GÉNIE CIVIL, ACOUSTIQUE http://edmega.universite-lyon.fr Sec. : Stéphanie CAUVIN Tél : 04.72.43.71.70 Bâtiment Direction INSA Lyon mega@insa-lyon.fr	M. Jocelyn BONJOUR INSA de Lyon Laboratoire CETHIL Bâtiment Sadi-Carnot 9, rue de la Physique 69 621 Villeurbanne CEDEX jocelyn.bonjour@insa-lyon.fr
ScSo	ScSo* http://edsciencessociales.universite-lyon.fr Sec. : Mélina FAVETON INSA : J.Y. TOUSSAINT Tél : 04.78.69.77.79 melina.faveton@univ-lyon2.fr	M. Christian MONTES Université Lyon 2 86 Rue Pasteur 69 365 Lyon CEDEX 07 christian.montes@univ-lyon2.fr

*ScSo : Histoire, Géographie, Aménagement, Urbanisme, Archéologie, Science politique, Sociologie, Anthropologie

Avant-propos

Je n'aurais jamais pensé faire une thèse et pourtant c'est désormais chose faite.

Le travail présenté ici n'est pas uniquement personnel. Bien qu'une thèse ne soit associée qu'à un seul nom, elle est le fruit d'un travail collectif très large. Cela va du directeur de thèse aux partenaires du projet, des collègues de la pause-café à la famille et aux amis qui acceptent les contraintes et les plaintes que la thèse implique parfois, sans toujours en comprendre le sujet et l'application concrète. Cette section, qui sera sûrement plus lue que le reste de ce manuscrit, a pour but de remercier toutes les personnes qui ont contribué à l'aboutissement de ce travail.

Mes premiers remerciements vont évidemment à mon directeur de thèse Marc Clause qui m'a fait confiance et a su, avec patience, apprivoiser le moteur diesel que je suis pour me faire aboutir à ce travail. J'ai particulièrement apprécié nos réflexions sur la modélisation ou les raisonnements exergoéconomiques. C'est lors de ces moments que je sentais que j'apportais ma contribution à la recherche. Merci de m'avoir exposé lors du premier entretien tous les côtés négatifs de la thèse, j'étais ainsi prévenue de toutes les difficultés qui se sont présentées sur mon chemin.

Je remercie Assaad Zoughaib et Sylvain Serra d'avoir accepté la lourde tâche de rapporteurs, ainsi que Nolwenn Le Pierrès pour la présidence de mon jury de thèse et Nicolas La Maison pour avoir également examiné ce travail. Je les remercie d'avoir pris de leur temps pour lire mon travail et d'avoir assoupli leurs contraintes horaires pour que ma soutenance puisse être organisée. J'ai fortement apprécié les discussions scientifiques qui suivirent ma présentation. Elles furent très enrichissantes et instructives et m'ont permis de prendre du recul sur mon travail. J'aurais aimé pouvoir les prolonger.

Ma thèse étant incluse dans le projet ANR SunSTONE, j'ai eu la chance de travailler avec des partenaires qui m'ont permis de questionner mon travail et de le voir sous des angles différents. Ainsi je remercie chaleureusement Charles Maragna et Antoine Voirand du BRGM, Christophe Gonzales et Luz Pascal du LIS, Amandine Le Denn, Daniel Mugnier et Nicolas Peiffer de TECSOL ainsi que Fabrice Renaude et Jessica Leo de Cylergie, ou Engie Lab Cylergie. J'ai eu le plaisir de retrouver cette dernière à Cylergie. Je ne peux oublier de remercier grandement Nicolas Mion, qui a été un remarquable stagiaire et dont le travail sur la modélisation de la chaudière à bois a été un apport très important pour ma thèse. J'ai beaucoup apprécié ces mois que tu as passé au CETHIL où tu as laissé un très bon souvenir !

Je remercie aussi le CETHIL, ce laboratoire qui a été une annexe de mon appartement, tant j'y ai passé de temps et stocké de choses. Je souhaite remercier Loïc et Bertrand de l'informatique qui ont toujours pris le temps de répondre avec le sourire à mes demandes. Je remercie aussi Marilyne, ma gestionnaire référente, qui s'est pliée en quatre pour gérer mes déplacements et mes requêtes administratives. Par extension, j'adresse mes remerciements à l'ensemble des gestionnaires du CETHIL et au personnel de l'atelier et de l'instrumentation pour cette ambiance de travail agréable et les échanges conviviaux que nous avons eu dans les couloirs et à la kfet. J'ai une pensée particulière pour Nazaré, une valeur sûre de rigolade qui fût un repère important pour moi lors de ma première année.

Si ma thèse fût une période très enrichissante intellectuellement, de nombreux compagnons de galère doctorants et les post-doctorants ont veillé à ce que mon cerveau ne surchauffe pas. J'espère ne pas en oublier en citant Seb, Ghady, Paul D., Sophie, Khricia, Gabriele, Adrien, Félix, Teddy, Julie S., Romain, Yoann, Harold, Paul G., Florent, Erwann, Sarah, Souleymane et Julien. Des parties de coinches aux mots croisés en passant par les repas de midi, je garde en tête tous ces bons moments passés en votre compagnie. Merci Bilal pour ce fabuleux couscous marocain ainsi que pour nos échanges sur Dymola qui m'ont sorti de quelques impasses. Merci Marie d'avoir souvent pris des nouvelles sur mon travail. Nos échanges lors de la rédaction m'ont souvent rassuré. Le temps passé au labo et l'entraide qui y règne conduisent à la création d'amitiés très fortes qui m'ont entraîné dans des randos dans les monts d'Or et plus loin encore et pour qui il est normal d'accompagner sa tisane d'un verre de vin. J'espère que Eloïse, Julie, David et Damien se reconnaîtront dans cette description.

Je me dois de consacrer une partie de mes remerciements à Jean, mon co-bureau historique, toujours à la bonne heure pour répondre à mes tacles ou m'en lancer et ainsi assurer une ambiance de travail sereine. Sa présence m'a été précieuse puisqu'il ne fût jamais avare de bons conseils, que ce soit en méthode de travail ou en cadeaux qui font toujours plaisir. Ma porte lui sera toujours ouverte pour qu'il la fermer lui-même.

Merci Célia qui a dignement remplacé Jean en tant que co-bureau. J'ai fortement apprécié cette année passée en face de toi. Nos écrans gênaient notre vision mais nous entendions toujours lorsque l'une de nous demandais : « T'es concentrée ? Je peux te poser une question ? ». Tu es désormais digne de représenter le bureau 206. C'est avec plaisir que je te lègue tout le bazar qui s'y trouve. Fait en bon usage.

Enfin ma première rencontre au CETHIL et une des plus importantes, Janett. Une vraie soupape de sécurité, idéale pour faire retomber la pression à base de bulles de savons dans le bureau et de figurines pingouins à friction qui déboulent. Ce fût un plaisir d'être ton cobaye pour tes nombreuses répétitions de présentation qui ont mis ma concentration à rude épreuve. Grâce à toi, je sais que le lit d'un réacteur n'est pas fait pour y dormir. Cela est sans nul doute un vrai plus pour commencer ma vie professionnelle. Gracias !

J'arrive maintenant aux amis. Pas présents physiquement tous les jours, ils n'en demeurent pas moins essentiels à mon équilibre et méritent donc des remerciements. En premier lieu la bande des Lamas que ce fût toujours un plaisir de revoir pour un anniversaire à Paris ou un cartel à Albi ou Sainté. Hugo et Robin, je vous dois une citation particulière car sans une discussion avec vous, un soir de barbeuc à Gagny, je ne me serais sans doute jamais lancée dans une thèse. Merci Laura de m'avoir fait découvrir la rando en bivouac sur le GR20. Ce fût une semaine fabuleuse de laquelle j'ai mis du temps à atterrir, malgré mon retour en ferry. Je passe maintenant dans ma contrée morétaine pour remercier Christelle et Loïc. Toutes les longues soirées passées chez vous, ou sans vous lorsqu'un accident de gym survient, furent très bonnes, tant en termes de menu que de discussion. Je continuerai à m'inviter chez vous avec grand plaisir ! Merci Claire et Mélanie pour votre présence fréquente grâce à Messenger et ses formidables filtres. Grâce à vous les périodes de confinement ont été égayées de séances d'origami, de pâtisserie ou de potins, tout à distance. Je retiens tout de même que vous m'avez laché dans l'apprentissage du tricot ! Ne venez pas me demander un pull cet hiver ! Merci à mon grand-père, Papy, pour les invitations à manger, voire à rester pour le match, voire à dormir, qui sont

des moments hors du temps où je ne suis plus à Lyon de la thèse mais Lyon des vacances. Tu m'as fait découvrir et aimer de nombreux plats, animés de tes récits de randonnées et d'enfance, en prose ou en vers. Mamy, si tu avais pu tu aurais assurément été aussi un soutien de poids. Avec toi j'ai appris toutefois qu'il n'est pas impossible de raccourcir sa journée de travail lorsque le plus important est ailleurs. Merci à mes parents qui ont sans doute découvert avec moi les moments de doutes et de difficultés qu'engendrent la thèse. Merci à mon frère Aymeric, datastronaute de son état, pour ses conseils sur la prédiction de données qui m'ont été précieux pour assurer la rigueur de mon travail sur ce sujet. Merci à mon frère Eloi d'avoir stimulé mon cerveau avec ses problèmes de maths et de physique en tout genre et à toute heure. Merci à ma sœur Coline de m'avoir souvent déchargé de la tâche d'acheter un cadeau pour les frères ou Anatole. Je ne t'ai peut-être pas tout remboursé mais de toute façon tu me devais 20 francs. Enfin, merci à toute ma famille, au Puy et ailleurs, pour ces moments d'évasion le week-end, le temps d'une visite aux vieux ou d'une réparation de collier d'échappement.

Pour terminer je remercie Christophe, la raison pour laquelle je n'ai jamais remis en question mon choix de faire une thèse, pour son soutien moral et matériel. Ta patience et ta capacité d'écoute face à mes nombreuses questions plus ou moins triviales m'épatent encore. Ta présence à mes côtés, et notamment à l'intendance, m'a permis de relever ce défi complètement fou de rédiger en si peu de temps. J'ai désormais le temps pour qu'on termine le remix de notre chanson « Moi je *dois* rester là, à côté de toi ! » débutée pendant le confinement. Certes tu n'as pas encore compris ce qu'est l'exergie mais ce n'est pas grave, j'ai toute la vie pour te l'expliquer !

Résumé

Français

Les réseaux de chaleur ont été identifiés comme une solution viable pour produire une chaleur décarbonée et réduire la consommation d'énergie primaire. Pour atteindre ces objectifs, la part de renouvelable dans les réseaux de chaleur existants doit être augmentée. Le recours à la biomasse, largement répandu, montre quelques limites dues au stress de la ressource et une baisse d'efficacité aux faibles charges, entraînant ainsi un regain d'intérêt pour l'utilisation du solaire thermique pour alimenter ces réseaux. Le projet SunSTONE s'intéresse à l'amélioration des performances des réseaux de chaleur solaires et de leur viabilité économique en proposant des solutions innovantes pour un contrôle intelligent. Dans le cadre de ce projet, cette thèse a consisté à développer un modèle physique, exergetique et exergoeconomique de réseau de chaleur solaire et d'étudier l'impact de l'intégration d'un stockage intersaisonnier sur les performances du système global et de chacun des producteurs de chaleur. L'utilisation de données expérimentales a permis de valider le modèle. L'analyse du système de production de chaleur actuel par l'approche exergoeconomique a montré que lorsque le solaire est utilisé en remplacement d'une chaudière, le coût de la chaleur produite diminue. Cependant, l'évaluation à l'échelle annuelle révèle que l'investissement de la centrale solaire conduit à une augmentation de 6,2 % du coût moyen de la chaleur livrée. Lors de la simulation sur 10 ans du réseau de chaleur avec l'intégration d'un stockage intersaisonnier, des rendements énergétiques entre 32 et 38 % pour le champ de sondes ont été atteints et 11 % de l'énergie solaire captée annuellement ont été stockés. Il a été démontré qu'injecter dans le stockage journalier la chaleur solaire produite en fin de journée augmentait le coût de la chaleur stockée. Ces résultats démontrent l'intérêt de l'approche exergoeconomique dynamique pour dimensionner et piloter les réseaux de chaleur avec un stockage intersaisonnier.

English

District heating have been identified as a promising solution to produce decarbonized heat and reduce primary energy consumption. To achieve these objectives, the renewable share inside heating networks must be increased. The widespread use of biomass shows some limitations due to the stress of the resource and a decrease in efficiency at low loads, thus leading to a renewed interest in the use of solar thermal to supply these networks. The SunSTONE project focuses on improving the performance of solar district heating and their economic viability by proposing innovative solutions for smart control. Within the framework of this project, this thesis consisted in developing a physical, exergetic and exergoeconomic model of a solar district heating and to assess the impact of the integration of a seasonal storage on the performances of the global system and of each heat producer. The use of experimental data allowed to validate the model. The analysis of the current heat production system by the exergoeconomic approach showed that when solar is used as a replacement for a boiler, the cost of the heat produced decreases. However, the annual scale evaluation reveals that the investment of the solar plant leads to an increase of 6.2 % in the average cost of delivered heat. During the 10-year simulation of the district heating with the integration of a seasonal storage, energy yields between 32 and 38 % for the boreholes field were achieved and 11 % of the annual solar gain was stored. It was shown that injecting the solar heat produced at low solar irradiation into the buffer tank increased the cost of the stored heat. These results demonstrate the interest of the dynamic exergoeconomic approach to design and control district heating systems with storages.

Table des matières

Nomenclature et abréviations.....	17
Liste des figures	23
Liste des tableaux	29
Introduction générale.....	31
I. Contexte, enjeux et état de l’art des réseaux de chaleur solaire avec stockage intersaisonnier	33
I.1 Introduction	35
I.2 Contexte et enjeux des réseaux de chaleur urbains	36
I.2.1 Tour d’horizon des réseaux en Europe.....	36
I.2.2 Cas de la France	37
I.3 Réseaux de chaleur : principes et historique	39
I.4 Intégration du solaire thermique dans les réseaux de chaleur	42
I.4.1 Intégration en schéma distribué.....	42
I.4.2 Intégration centralisée en champ solaire	43
I.5 Stockage intersaisonnier.....	46
I.5.1 Présentation des différentes technologies de stockage intersaisonnier par chaleur sensible.....	46
I.5.2 Stockage en champ de sondes	48
I.5.2.1 Principe de fonctionnement	48
I.5.2.2 Historique des BTES et exemples d’installations existantes	49
I.5.2.3 Dimensionnement du BTES	52
I.5.2.4 Modalités d’intégration du BTES dans un réseau de chaleur solaire	54
I.6 Apports de l’approche exergetique et exergoeconomique pour l’amélioration des systèmes	54
I.6.1 Application aux réseaux de chaleur	55
I.6.2 Application aux systèmes de production de chaleur	55
I.6.3 Application aux capteurs solaires.....	56

I.6.4	Application au stockage en champ de sondes	58
I.6.5	Analyses exergetiques et exergoeconomiques utilisant l'approche dynamique	58
I.7	Conclusion.....	59
II.	Modélisation énergétique, exergetique et exergoeconomique des composants	61
II.1	Introduction	63
II.2	Présentation des approches exergetique et exergoeconomique.....	63
II.2.1	Rappels sur le premier et le second principe de la thermodynamique	63
II.2.2	Définition de l'exergie	64
II.2.3	Analyse exergetique et exergoeconomique.....	66
II.2.3.1	Approche F-P-L	66
II.2.3.2	Définition de l'exergoeconomie et application de l'approche F-P-L	67
II.2.3.3	Indicateurs utilisés dans l'analyse exergoeconomique	69
II.3	Hypothèses des modèles et langage de modélisation.....	71
II.4	Modélisation des chaudières	71
II.4.1	Modélisation énergétique à rendement constant	71
II.4.2	Modélisation énergétique dynamique	72
II.4.3	Modélisation exergetique et exergoeconomique.....	74
II.5	Modélisation des capteurs solaires.....	74
II.5.1	Modélisation énergétique	75
II.5.2	Modélisation exergetique et exergoeconomique.....	76
II.6	Modélisation de l'échangeur de chaleur.....	78
II.6.1	Modélisation énergétique	78
II.6.2	Modélisation exergetique et exergoeconomique.....	78
II.7	Modélisation du stockage journalier	79
II.7.1	Modélisation énergétique	79

II.7.2	Modélisation exergetique	80
II.7.3	Modélisation exergoeconomique	82
II.7.3.1	Cas du ballon en charge	82
II.7.3.2	Cas du ballon en decharge	84
II.7.3.3	Resumé des equations de l'analyse F-P-L	84
II.8	Modélisation des pompes	84
II.8.1	Modélisation énergetique	84
II.8.2	Modélisation exergetique et exergoeconomique	85
II.9	Modélisation des vannes de controle	86
II.10	Modélisation du ballon tampon	87
II.10.1	Modélisation énergetique	87
II.10.2	Modélisation exergetique	88
II.10.3	Modélisation exergoeconomique.....	90
II.11	Modélisation du stockage en champ de sondes	92
II.11.1	Modélisation énergetique	92
II.11.2	Modélisation exergetique et exergoeconomique	95
II.11.2.1	Modélisation exergetique.....	95
II.11.2.2	Modélisation exergoeconomique	96
II.12	Modélisation d'une pompe a chaleur	97
II.12.1	Modélisation énergetique	97
II.12.2	Modélisation exergetique et exergoeconomique	98
II.13	Modélisation d'un systeme complet du stockage intersaisonnier.....	99
II.13.1	Approche exergoeconomique lors de la saison de charge du BTES	100
II.13.2	Approche exergoeconomique lors de la saison de decharge du BTES	102
II.14	Conclusion	104

III.	Modélisation et simulation du réseau de chaleur solaire de Chateaubriant	105
III.1	Introduction.....	107
III.2	Modélisation de la demande en chaleur	108
III.2.1	Modélisation du réseau de distribution et des sous-stations.....	108
III.2.2	Données du réseau de distribution et de la chaufferie	108
III.3	Modélisation de la production de chaleur solaire	110
III.3.1	Modélisation de la boucle solaire	111
III.3.1.1	Données techniques du champ solaire de Chateaubriant	111
III.3.1.2	Modélisation du champ solaire	111
III.3.1.3	Modélisation exergétique et exergoéconomique du champ solaire	112
III.3.1.4	Contrôle de la boucle solaire.....	113
III.3.2	Modélisation de la centrale solaire	114
III.3.2.1	Description et données techniques.....	114
III.3.2.2	Loi de commande.....	115
III.3.2.3	Estimation de la température de sortie du champ solaire	118
III.3.3	Modèle exergétique et exergoéconomique de la centrale solaire	120
III.3.4	Données de fonctionnement de la centrale solaire	121
III.3.5	Données météorologiques.....	122
III.4	Modélisation de la chaufferie.....	125
III.4.1	Description et données techniques	125
III.4.2	Contrôle de la chaleur produite par la chaufferie	126
III.4.2.1	Détermination de la température de consigne.....	126
III.4.2.2	Répartition de la production de chaleur entre les chaudières.....	127
III.5	Modèle exergétique et exergoéconomique du système complet.....	130
III.6	Validation des modélisations	131

III.6.1	Validation du modèle de champ solaire	131
III.6.2	Validation du réseau de distribution	133
III.7	Analyse énergétique de l'impact de l'intégration du champ solaire sur le système global	134
III.7.1	Analyse de l'impact sur le fonctionnement du système global et des chaudières à l'échelle annuelle	135
III.7.1.1	Analyse des performances de la centrale solaire	136
III.7.1.2	Comparaison du fonctionnement de la chaufferie avec et sans le solaire.....	136
III.7.2	Analyse de l'impact de l'intégration de la centrale solaire sur des journées types	140
III.7.2.1	Cas de deux journées d'hiver	140
III.7.2.2	Cas d'une journée d'été.....	142
III.8	Analyse exergetique et exergoeconomique de l'impact de l'integration du champ solaire sur le reseau de chaleur et les chaudières	144
III.8.1	Analyse de l'impact sur le système global et les chaudières à l'échelle annuelle	144
III.8.1.1	Impact sur les performances du système global.....	144
III.8.1.2	Impact sur la chaudière à bois.....	146
III.8.1.3	Impact sur la chaudière à gaz.....	148
III.8.2	Analyse exergetique et exergoeconomique à l'échelle d'une journée	149
III.8.2.1	Analyse exergetique et exergoeconomique sur deux journées d'hiver.....	149
III.8.2.2	Analyse exergetique et exergoeconomique sur une journée d'été.....	155
III.9	Conclusion	159
IV.	Intégration d'un stockage intersaisonnier dans un réseau de chaleur solaire	161
IV.1	Introduction.....	163
IV.2	Intégration d'un stockage intersaisonnier dans le réseau de Chateaubriant.....	163
IV.2.1	Définition du contrôle commande du stockage intersaisonnier.....	165
IV.2.1.1	Cas du fonctionnement en charge	166

IV.2.1.2 Cas du fonctionnement en décharge	166
IV.3 Dimensionnement du stockage intersaisonnier.....	167
IV.3.1 Dimensionnement du ballon tampon.....	167
IV.3.2 Dimensionnement du champ de sondes.....	169
IV.3.3 Dimensionnement de la pompe à chaleur.....	171
IV.3.4 Paramètres économiques du stockage intersaisonnier.....	171
IV.4 Analyse du fonctionnement du réseau avec le stockage intersaisonnier	172
IV.4.1 Analyse du comportement du stockage intersaisonnier sur 10 ans de simulation	172
IV.4.2 Analyse des performances du réseau sur 10 ans de simulation	174
IV.4.3 Analyse sur une journée de l'impact du stockage intersaisonnier en charge	177
IV.4.4 Analyse sur une journée de l'impact du stockage intersaisonnier en décharge..	179
IV.5 Analyse exergétique et exergoéconomique du stockage intersaisonnier	181
IV.5.1 Analyse sur un jour typique de charge du BTES.....	183
IV.5.2 Analyse sur un jour typique de décharge du BTES.....	185
IV.6 Conclusion	186
Conclusion générale	189
Annexes.....	193
Bibliographie.....	197

Nomenclature et abréviations

Nomenclature

Symbole	Nom	Unité
A_p	Surface d'un capteur	m^2
A_{sto}	Surface de contact entre deux couches du ballon	m^2
a	Espacement des sondes du BTES	m
a_1	Coefficient du premier degré des pertes thermiques du capteur	$W.K^{-1}.m^{-2}$
a_2	Coefficient du deuxième degré des pertes thermiques du capteur	$W.K^{-2}.m^{-2}$
C	Coût	€
\dot{C}	Flux de coût	€. h^{-1}
c	Coût spécifique	€.kWh $^{-1}$
c_{eff}	Capacité thermique effective du capteur	$J.K^{-1}.m^{-2}$
c_p	Capacité thermique massique à pression constante	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
Ex	Exergie	J
\dot{Ex}	Flux d'exergie	W
e	Épaisseur	m
ex	Exergie spécifique	$J.kg^{-1}$
f	Facteur exergoéconomique	-
G	Ensoleillement	$W.m^{-2}$
H	Profondeur	m
hA	Coefficient de convection thermique	$W.K^{-1}$
h	Enthalpie massique	$J.kg^{-1}$
I_p	Flux solaire transmis à l'absorbeur du capteurs solaire	$W.m^{-2}$
i	Taux d'intérêt de l'emprunt	%
K	Angle d'incidence modifié	-
Kv	Coefficient Kv de la vanne	$m^3.h^{-1}$
k_1	Premier coefficient du rendement de la chaudière	-
k_2	Deuxième coefficient du rendement de la chaudière	-
l	Hauteur du ballon de stockage	m
m	Masse	kg

\dot{m}	Débit massique	kg.s^{-1}
n	Durée de l'emprunt ou de vie de l'installation	an
nb_{sondes}	Nombres de sondes dans le BTES	-
$nSegHX$	Nombre de segments d'échangeur dans chaque couche du ballon tampon	-
P	Pression	Pa
$PCharge$	Période de charge du BTES	-
Q	Energie thermique	J
\dot{Q}	Flux de chaleur	W
r	Différence de coût relative	-
S	Entropie	J.K^{-1}
$\dot{S}_{produite}$	Variation de l'entropie produite	W.K^{-1}
s	Entropie massique	$\text{J.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$
T	Température	K
t	Temps	s
t_{minOff}	Durée minimale d'arrêt de la chaudière	s
t_{minOn}	Durée minimale de marche de la chaudière	s
t_{op}	Temps de fonctionnement de l'équipement	s
t_{stop}	Instant où l'exergie dans le ballon tampon cesse d'augmenter	s
t_{toMax}	Durée pour atteindre le maximum technique de la chaudière	s
t_{toMin}	Durée pour atteindre le minimum technique de la chaudière	s
t_{toOff}	Durée de la phase d'arrêt la chaudière	s
U	Energie interne	J
UA	Conductance thermique	W.K^{-1}
V	Volume	m^3
\dot{V}	Débit volumique	$\text{m}^3.\text{h}^{-1}$
\dot{W}	Travail	W
y_{TDC}	Taux de charge	-
Z	Coût d'investissement	€
\dot{Z}	Coût d'investissement annualisé	$\text{€}.\text{h}^{-1}$

Symboles grecs	Nom	
Δ	Variation	-
δ	Variable binaire	-
ε	Efficacité	-
η	Rendement	-
η_0	Rendement sans pertes thermiques du capteur	-
θ	Angle d'incidence	°
λ	Conductivité thermique	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
ρ	Masse volumique	kg.m^{-3}

Indices	Nom
0	Relatif à l'état de référence
1	Relatif au fluide 1
2	Relatif au fluide 2
<i>5ans</i>	Après 5 ans de simulation
<i>10ans</i>	Après 10 ans de simulation
<i>amb</i>	Ambiant
<i>annee</i>	Valeur annuelle
<i>antigel</i>	Fluide antigel de la boucle solaire
<i>BTES</i>	Relatif au champ de sondes
<i>b</i>	Direct (beam)
<i>bas</i>	Bas du ballon
<i>biom</i>	Chaudière à bois
<i>boiler</i>	Relatif à une chaudière
<i>buffer</i>	Relatif au ballon tampon
<i>Carnot</i>	De Carnot
<i>ch</i>	Charge
<i>chauff</i>	Chaufferie
<i>chim</i>	Chimique
<i>chPrec</i>	Charge précédente
<i>coll</i>	Champ solaire
<i>comb</i>	Combustible

<i>cond</i>	Condenseur
<i>cons</i>	De consigne
<i>coté</i>	Paroi latérale
<i>D</i>	Détruite
<i>d</i>	Diffus
<i>direct</i>	Injecté dans le réseau en mode direct
<i>disch</i>	Décharge
<i>dispo</i>	Disponible
<i>eau</i>	Eau
<i>elec</i>	Électricité
<i>end</i>	Fin de période
<i>eq</i>	Équivalent
<i>evap</i>	Évaporateur
<i>ex</i>	Exergétique
<i>F</i>	Fuel
<i>fl</i>	Fluide
<i>flHX</i>	Fluide dans l'échangeur de chaleur du ballon tampon
<i>gaz</i>	Chaudière à gaz
<i>HX</i>	Échangeur de chaleur
<i>haut</i>	Haut du ballon
<i>in</i>	Entrant
<i>init</i>	Initial
<i>inj</i>	Injecté
<i>interne</i>	Circuit interne
<i>iso</i>	Isolant du ballon
<i>L</i>	Pertes
<i>max</i>	Maximal
<i>mean</i>	Moyenne
<i>min</i>	Minimal
<i>nom</i>	Nominal
<i>out</i>	Sortant
<i>overheat</i>	Injecté dans le réseau en mode surchauffe

<i>Q</i>	Transfert thermique
<i>P</i>	Produit
<i>P1</i>	Pompe P1
<i>P2</i>	Pompe P2
<i>P3</i>	Pompe P3
<i>P4</i>	Pompe P4
<i>P5</i>	Pompe P5
<i>PAC</i>	Pompe à chaleur
<i>PCharge</i>	Période de charge du BTES
<i>paroi</i>	Paroi des sondes du champ de sondes
<i>perdue</i>	Perdue
<i>ph</i>	Physique
<i>pump</i>	Pompe
<i>rampe</i>	Rampe de montée en régime
<i>recup</i>	Récupéré
<i>ref</i>	Cas de référence pour l'étude de l'ajout du BTES
<i>RRN</i>	Retour réseau nord
<i>RRS</i>	Retour réseau sud
<i>sc</i>	Fluide à la source chaude de la pompe à chaleur
<i>sd</i>	Écart-type
<i>seg</i>	Relatif aux couches du ballon de stockage
<i>set</i>	Consigne
<i>seuil</i>	Seuil
<i>seuilBas</i>	Seuil d'arrêt de la charge du BTES
<i>seuilHaut</i>	Seuil de démarrage de la charge du BTES
<i>sf</i>	Fluide à la source froide de la pompe à chaleur
<i>sol</i>	Sortie des capteurs
<i>soil</i>	Sol entourant les sondes du BTES
<i>solaire</i>	Relatif à la centrale solaire
<i>sonde</i>	Sonde du BTES
<i>start</i>	Début de période
<i>sto</i>	Stockage journalier

<i>surfHX</i>	Relatif à la paroi de l'échangeur de chaleur
<i>sun</i>	Solaire
<i>supply</i>	Fourni au réseau
<i>tempo</i>	Temporisation
<i>timer</i>	Mesuré par l'horloge de la chaufferie
<i>tot</i>	Total
<i>utile</i>	Utile
<i>valve</i>	Vanne
<i>W</i>	Travail

Abréviations

<i>BTES</i>	Stockage en champ de sondes (Boreholes Thermal Energy Storage)
<i>COP</i>	Coefficient de Performance de la pompe à chaleur
<i>ECS</i>	Eau Chaude Sanitaire
<i>EnR&R</i>	Énergies Renouvelables et de Récupération
<i>DASSL</i>	Differential Algebraic System Solver
<i>DH</i>	Réseau de chaleur (District Heating)
<i>DLSC</i>	Drake Landing Solar Community
<i>IAM</i>	Angle d'Incidence Modifié
<i>LCOH</i>	Levelized Cost Of Heat - coût de production de la chaleur
<i>PAC</i>	Pompe à chaleur
<i>PCI</i>	Pouvoir Calorifique Inférieur
<i>SDH</i>	Réseau de chaleur solaire (Solar District Heating)
<i>SF</i>	Fraction Solaire
<i>STTS</i>	Stockage de chaleur court terme (Short-Terme Thermal Storage)

Liste des figures

Figure I-1 - Répartition de la production de chaleur par sources [4]	35
Figure I-2 - Part des réseaux de chaleur dans la consommation d'énergie pour le chauffage et part de renouvelable dans ces réseaux [4]	36
Figure I-3 - Bilan énergétique des réseaux de chaleur français en 2020 [10]	37
Figure I-4 - Rythme prévisionnel des livraisons de chaleur par les réseaux corrigées du facteur climatique, selon la base de la LTECV de 2012 [10]	38
Figure I-5 - Schéma d'un réseau de chaleur urbain [15]	40
Figure I-6 - Illustration du concept de chacune des quatre générations de réseaux de chaleur [17] ..	41
Figure I-7 - Schéma de principe d'un réseau de chaleur équipé d'installations solaires centralisées et décentralisées [18]	42
Figure I-8 – Demande et production solaire mensuelle pour plusieurs scénarii avec différentes fractions solaires [21]	43
Figure I-9 - Chaleur produite par source d'énergie sans champ solaire (a) et avec l'ajout de 600 m ² de capteurs sans stockage journalier dans un cas d'étude [22]	44
Figure I-10 - Rôle du stockage saisonnier dans le découplage de la production et la demande de chaleur à l'échelle d'une année [24]	46
Figure I-11 - Schéma des quatre principaux types de stockage saisonnier par chaleur sensible (Dahash et al. [24])	47
Figure I-12 - Schéma des configurations hexagonale (a)[31] et cylindrique (b)[32] d'un champ de sondes	48
Figure I-13 - Schéma des configurations possible de l'échangeur dans les sondes	48
Figure I-14 - Evolution sur 8 ans de la température moyenne d'un BTES [34]	49
Figure I-15 - Fraction solaire atteinte (a) et volume du BTES (b) en fonction de la surface du champ solaire et profondeur des sondes en fonction du nombre de sondes (c) pour les installations citées dans le Tableau I-1.	51
Figure I-16 - Schéma de principe du réseau de chaleur solaire avec BTES de la communauté solaire de Drake Landing [32]	52
Figure I-17 - Ratio surface au sol/volume en fonction du volume du BTES pour plusieurs géométries de champ (Guo et al. [34])	53
Figure I-18 - Influence de la part de biomasse et de solaire sur l'efficacité exergetique du système [53]	56
Figure I-19 - Influence de la variation de la température d'entrée dans le capteurs (a), de la température ambiante (b) et de l'ensoleillement (c) sur le rendement exergetique du capteur [56].	57
Figure I-20 - Variation du rendement exergetique et énergétique en fonction de la différence entre la température d'entrée du fluide et la température extérieure pour trois fluides de travail différents [55]	57

Figure II-1 - Schéma d'un système ouvert échangeant avec son milieu extérieur et n autres systèmes	64
Figure II-2 - Schéma des exergies mises en jeu pour un système ouvert échangeant avec son milieu extérieur et n autres systèmes.....	65
Figure II-3 – Illustration des exergies mises en jeu lors de l’application de l'approche F-P-L à un processus	67
Figure II-4 - Illustration des coûts mis en jeu lors de l’application de l'approche F-P-L à un processus	68
Figure II-5 – Schéma d’un composant siège d’une transformation thermodynamique et des flux d’exergie mis en jeu.	69
Figure II-6 - Schéma du modèle de chaudière utilisé.....	72
Figure II-7 – Puissance produite par la chaudière en fonction de ses contraintes de fonctionnement (a) et contraintes sur le démarrage de la chaudière (b).....	73
Figure II-8 - Schéma du modèle physique de capteur solaire thermique utilisé	75
Figure II-9 – Schéma du modèle exergetique et exergoeconomique du capteur solaire thermique ..	77
Figure II-10 - Schéma du modèle d'échangeur de chaleur utilisé	78
Figure II-11 - Schéma de la discrétisation spatiale du stockage journalier.....	80
Figure II-12 - Illustration des étapes de la charge du ballon de stockage intervenant dans le modèle exergoeconomique	81
Figure II-13 – Schéma de la décharge du ballon de stockage et des grandeurs exergoeconomiques mises en jeu	82
Figure II-14 - Schéma du modèle de pompe avec les grandeurs énergétiques, exergetiques et exergoeconomiques utilisées.....	85
Figure II-15 – Comportement du taux d’ouverture de la vanne en fonction de la commande	86
Figure II-16 - Schéma du modèle de ballon tampon avec un échangeur de chaleur discrétisé dans chaque couche du ballon	87
Figure II-17 - Schéma du ballon tampon et ordre de succession de ses différents modes de fonctionnement.....	89
Figure II-18 - Exemple d'agencement des sondes pour une géométrie hexagonale.....	93
Figure II-19 - Schéma du modèle de sonde utilisé (a) et du modèle de BTES complet (b).....	93
Figure II-20 - Schéma du modèle de pompe à chaleur utilisé.....	97
Figure II-21 - Schéma du modèle exergetique et exergoeconomique de la pompe à chaleur.....	99
Figure II-22 - Schéma du système complet de stockage intersaisonnier avec le parcours du fluide en charge (a) et en décharge (b)	100
Figure II-23 - Schéma de la connexion entre le ballon tampon, le BTES et une pompe pour former le modèle de stockage intersaisonnier en charge et correspondances des grandeurs exergoeconomiques entre les sous-modèles.....	100

Figure II-24 – Schéma de la connexion entre le BTES, une pompe et la PAC pour former le modèle de stockage intersaisonnier en décharge et correspondances des grandeurs exergoéconomiques entre les sous-modèles.....	103
Figure III-1 - Schéma simplifié de la chaufferie et de la centrale solaire de Chateaubriant	107
Figure III-2 - Modèle du réseau de distribution d'une branche implémenté sur Dymola	108
Figure III-3 - Différence entre la puissance réseau calculée dans la chaufferie et la somme des demandes nord et sud en fonction de la puissance réseau.....	109
Figure III-4 - Demande en chaleur sur l'année 2019 de la branche sud, nord et du total après le nettoyage des données.....	110
Figure III-5 - Schéma du champ solaire de Chateaubriant.....	111
Figure III-6 - Schéma du champ solaire composé de trois sous-champs et de trois pompes.....	112
Figure III-7 - Diagramme de décision du contrôle de la boucle solaire.....	113
Figure III-8 - Schéma du modèle de la centrale solaire	114
Figure III-9 - Schéma du fonctionnement de la centrale solaire avec le mode direct (a), charge (b), décharge (c) et repos (d).....	116
Figure III-10 - Diagramme de décision du contrôle du circuit secondaire de la centrale solaire	117
Figure III-11 - Répartition des résidus en fonction de la différence de température prédite (a) et valeur de la température de sortie du champ solaire prédite en fonction de la valeur mesurée (b).	119
Figure III-12 - Ensoleillement reçu sur trois journées de juin 2019	123
Figure III-13 – Comparaison des valeurs d'ensoleillement mensuelles pour l'année 2019 et erreur quadratique journalière moyenne normalisée associée.	124
Figure III-14 - Ensoleillement maximal et moyen et température ambiante moyenne du site de Chateaubriant sur l'année 2019 (valeurs journalières)	125
Figure III-15 - Loi d'eau utilisée pour le calcul de la température de consigne des chaudières dans le modèle développé.....	127
Figure III-16 - Courbe de puissance de la chaudière à bois	128
Figure III-17 - Comparaison des valeurs quotidiennes (a) et mensuelles (b) des énergies solaires captées calculées et expérimentales.	131
Figure III-18 - Comparaison des valeurs d'ensoleillement reçu expérimentales et Soda pour trois journées avec des écarts entre l'énergie solaire captée calculée et expérimentale supérieurs à 10 %.	132
Figure III-19 – Comparaison des puissances captées mesurées et calculées toutes les 10 minutes pour trois journées typiques : une d'hiver (a), une de mi-saison (b) et une d'été (c).....	133
Figure III-20 – Comparaison des températures retour réseau nord mesurées sur site et calculées..	134
Figure III-21 – Evolution annuelle des énergies mises en jeu suivant les différents modes : Qdirect (direct), Qcharge (charge), Qdécharge (décharge), Qoverheat (surchauffe).....	136
Figure III-22 - Energie journalière fournie au réseau par source dans les cas sans et avec solaire .	137

Figure III-23 - Cumul des énergies produites par source dans les cas DH et SDH.	139
Figure III-24 – Evolution de la différence entre les cas DH et SDH de la consommation de gaz et de bois (valeurs quotidiennes).....	140
Figure III-25 – Evolution de grandeurs caractéristiques du réseau pour les journées des 27 et 28 février dans les cas DH et SDH: (a) puissance de consigne <i>Qcons, tot, SDH</i> , puissance de la chaudière à gaz <i>Qgaz</i> , puissance de la chaudière à bois <i>Qbiom</i> et puissance de la boucle solaire <i>Qsolaire</i> , (b) température ambiante <i>Tamb</i> , de consigne <i>Tcons</i> , d’entrée dans la chaufferie <i>Tin, chauff</i> et ensoleillement <i>Gtot</i>	141
Figure III-26 – Evolution de grandeurs caractéristiques du réseau pour la journée du 23 juillet : (a) températures et ensoleillement pour le cas SDH, (b) puissance de consigne <i>Qcons, tot, SDH</i> , puissance de la boucle solaire <i>Qsolaire, SDH</i> , puissances de la chaudière à gaz <i>Qgaz, DH</i> et <i>Qgaz, SDH</i> , (c) demande en chaleur au niveau des sous-stations.	143
Figure III-27 – Valeurs moyennes et écart-types du flux d’exergie détruite (a) et du rendement exergetique (b) de la chaudière à bois sur l’année complète, la saison chaude et la saison froide, dans le cas SDH et variation des valeurs moyennes par rapport au cas DH.	146
Figure III-28 - Valeurs moyennes et écart-types des coûts horaires de la destruction d’exergie et de l’investissement (a), du coût spécifique du produit (b), de la différence de coût relative (c) et du facteur exergoéconomique (d) de la chaudière à bois sur l’année complète, la saison chaude et la saison froide, dans le cas SDH et variation des valeurs moyennes par rapport au cas DH.	147
Figure III-29 - Valeurs moyennes et écart-types du flux d’exergie détruite (a) et du rendement exergetique (b) de la chaudière à gaz sur l’année complète, la saison chaude et la saison froide, dans le cas SDH et variation des valeurs moyennes par rapport au cas DH.	148
Figure III-30 - Valeurs moyennes et écart-types des coûts horaires de la destruction d’exergie et de l’investissement (a), du coût spécifique du produit (b), de la différence de coût relative (c) et du facteur exergoéconomique (d) de la chaudière à gaz sur l’année complète, la saison chaude et la saison froide, dans le cas SDH et variation des valeurs moyennes par rapport au cas DH.	149
Figure III-31 – Evolution dans les cas sans solaire (DH) et avec (SDH) sur les journées des 27 et 28 février (a) des exergies Fuel et Produit du système global, (b) de l’exergies Fuel des deux chaudières et de la centrale solaire.	150
Figure III-32 – Evolution du rendement exergetique global, de la centrale solaire, de la chaudière à gaz et de la chaudière à bois dans les cas sans solaire (DH) et avec (SDH) sur les journées des 27 et 28 février.	151
Figure III-33 - Evolution des coûts horaires associés au Fuel, au Produit et à l’investissement du système global dans les cas sans solaire (DH) et avec (SDH) sur les journées des 27 et 28 février	152
Figure III-34 – Evolution des coûts spécifiques moyens au Fuel et au Produit (a) et coût horaire de la destruction d’exergie du système global dans les cas sans solaire (DH) et avec (SDH) sur les journées des 27 et 28 février	153
Figure III-35 - Evolution de la différence de coût relative (a) et du facteur exergoéconomique (b) du système global dans les cas sans solaire (DH) et avec (SDH) sur les journées des 27 et 28 février	154
Figure III-36 - Grandeurs exergetiques et exergoéconomique du champ solaire sur la journée du 23 juillet : exergies Fuel, Produit et détruite (a), coût moyen du Produit et rendement exergetique (b),	

coût d'investissement, coût du Fuel, du Produit et de la destruction d'exergie et coût moyen du Fuel (c) et différence de coût relative et facteur exergoéconomique (d).....	156
Figure III-37 - Evolution des exergies détruite, Fuel et Produit du système global dans les cas sans solaire (DH) et avec (SDH) sur la journée du 23 juillet.....	157
Figure III-38 - Evolution des coûts horaires des exergies détruites, Fuel et Produit du système global dans les cas sans solaire (DH) et avec (SDH) sur la journée du 23 juillet.	158
Figure III-39 - Evolution de la différence de coût relative et du facteur exergoéconomique du système global dans les cas sans solaire (DH) et avec (SDH) sur la journée du 23 juillet.	158
Figure IV-1 - Schéma de principe du stockage intersaisonnier	163
Figure IV-2 – Schéma de principe du réseau de chaleur avec intégration du stockage intersaisonnier	164
Figure IV-3 - Diagramme de décision du fonctionnement de la centrale solaire avec possibilité d'envoi de la chaleur vers le stockage intersaisonnier.	165
Figure IV-4 – Moyenne glissante sur 30 jours de la température de paroi pour différentes tailles de champ de sondes.....	170
Figure IV-5 - Profils des températures dans le stockage intersaisonnier pendant une période typique de charge.	172
Figure IV-6 - Profils des températures dans le stockage intersaisonnier pendant une période typique de décharge.....	173
Figure IV-7 - Energie annuelle chargée et déchargée dans le stockage journalier (<i>Qch, sto</i> et <i>Qdisch, sto</i>) et le champ de sondes (<i>Qch, BTES</i> et <i>Qdisch, BTES</i>) et injectée dans le réseau par la PAC (<i>Qinj, PAC</i>) et rapport de l'énergie solaire totale injectée dans le réseau sur l'énergie solaire captée (<i>ηQsolaire</i>) pour les 9 années de simulation avec le BTES et l'année de référence.	174
Figure IV-8- Contributions annuelles de chaudières gaz et biomasse, de la centrale solaire et du stockage intersaisonnier à la production de chaleur.....	175
Figure IV-9 - Comparaison de la consommation quotidienne de combustible entre le cas de référence et l'année 9 du cas avec BTES.	176
Figure IV-10 - Evolution de grandeurs caractéristiques du réseau pour la journée du 23 août dans le cas de référence et le cas BTES: (a) température de sortie du champ solaire <i>Tout, coll, tot</i> , température retour réseau nord <i>TRRN</i> et température d'entrée dans la chaufferie <i>Tin, chauff</i> ; (b) puissance de consigne <i>Qcons, tot</i> , puissance de la boucle solaire <i>Qsolaire</i> et puissance de la chaudière à gaz <i>Qgaz</i>	178
Figure IV-11 - Evolution de grandeurs caractéristiques du réseau pour les journées du 15-16 octobre dans le cas de référence et le cas BTES: (a) température d'entrée dans la chaufferie <i>Tin, chauff</i> ; (b) puissance de consigne de la chaufferie <i>Qcons, tot</i> , puissance de la chaudière à gaz <i>Qgaz</i> , puissance de la chaudière à bois <i>Qbiom</i> et puissance injectée dans le réseau par la pompe à chaleur <i>QPAC</i>	180
Figure IV-12 – Evolution des grandeurs exergétiques et exergoéconomiques et des températures du stockage intersaisonnier en charge sur la journée du 23 août de l'année 9.	183

Figure IV-13 – Evolutions des grandeurs exergetiques et exergoeconomiques et des temperatures du stockage intersaisonnier en decharge sur la journee du 23 août de l'annee 9.....185

Liste des tableaux

Tableau I-1 – Caractéristique de plusieurs installations BTES existantes	50
Tableau I-2 – Fraction solaire atteinte pour différentes configurations de BTES	51
Tableau II-1 - Description des calculs de coûts en fonction des étapes de la charge du ballon de stockage	83
Tableau II-2 - Expression des exergies Fuel et Produit du ballon tampon en fonction de son mode de fonctionnement	90
Tableau III-1 - Paramètres des modèles de sous-champs.....	112
Tableau III-2 - Paramètre du contrôle des pompes	114
Tableau III-3 - Valeurs des paramètres des modèles constituant la centrale solaire	115
Tableau III-4 - Statut de la pompe P2 et position des vannes pour les différents modes de fonctionnement du circuit secondaire.....	117
Tableau III-5 - Expressions des exergies et coûts horaires associés au Fuel et au Produit de la centrale solaire suivant son mode de fonctionnement.....	121
Tableau III-6 - Paramètres et caractéristiques des chaudières gaz et biomasse du modèle	126
Tableau III-7 - Positions des vannes de la chaufferie et valeur du débit de la pompe P5 en fonction des cas de figures.....	129
Tableau III-8 - Données économique de la centrale solaire et des chaudières.....	130
Tableau III-9 - Temps de simulation des trois configurations étudiées	135
Tableau III-10 – Comparaison des performances énergétiques des chaudières dans les cas DH et SDH et de la centrale solaire dans le cas SDH.....	138
Tableau III-11 – Valeurs annuelles des grandeurs exergoéconomiques du système global avec et sans l’intégration de la centrale solaire.	145
Tableau IV-1 - Loi de commande de la charge et de la décharge du champ de sondes.....	165
Tableau IV-2 - Résultats des simulations sur réseau de chaleur avec différents dimensionnements du stockage journalier et du ballon tampon.	168
Tableau IV-3 – Caractéristiques des configurations du champ de sondes étudiées	169
Tableau IV-4 - Valeurs des paramètres de la pompe à chaleur et de la pompe P4	171
Tableau IV-5 - Coûts d'investissement des composants du stockage intersaisonnier.....	171
Tableau IV-6 - Valeurs des grandeurs exergétiques et exergoéconomiques du stockage intersaisonnier pendant les périodes de charge et de décharge de la neuvième année de simulation.	182

Introduction générale

Depuis 2010, les émissions nettes de gaz à effet de serre liées à l'activité humaine augmentent au sein de tous les secteurs majeurs (industrie, énergie, transport, agriculture, construction) et autour des zones urbaines. Le groupe III du GIEC a étudié l'atténuation du changement climatique, l'évaluation des méthodes de réduction des émissions de gaz à effet de serre et l'élimination des gaz à effet de serre de l'atmosphère. Dans son rapport, il est signalé que pour limiter la hausse des températures à 1,5°C et ainsi respecter l'Accord de Paris, il est indispensable d'opérer une transition entre les énergies fossiles et les énergies bas-carbone, telles que le nucléaire et les énergies renouvelables. De plus, il est nécessaire de réduire les émissions de gaz à effet de serre de près de 50 % d'ici 2030 et de 80 % d'ici 2040 par rapport à 2019. Dans le secteur de l'énergie, l'atteinte de cet objectif nécessite des transformations importantes, notamment sur l'utilisation des énergies fossiles. En Europe, la production de chaleur et de froid représente la moitié des consommations d'énergie et repose principalement sur les combustibles fossiles. En effet 66 % de la chaleur est produite par des énergies fossiles, le gaz étant le combustible dominant, tandis que seulement 13 % des besoins en chauffage et climatisation sont couverts par des énergies renouvelables. Cette même tendance se retrouve pour le secteur du résidentiel et tertiaire (Figure 0-1).

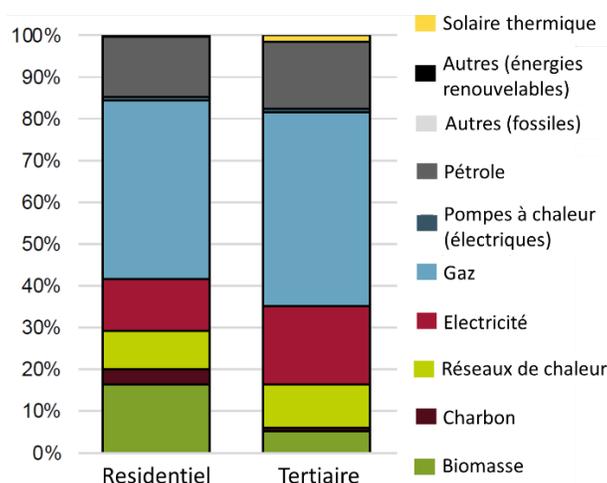


Figure 0-1 -Mix énergétique du secteur résidentiel et tertiaire [1]

Les réseaux de chaleur ont été identifiés comme une solution viable pour décarboner le secteur grâce aux différentes sources d'énergies qui peuvent être utilisées : biomasse, électricité bas-carbone, géothermie, solaire thermique, chaleur fatale, etc. Pour la France, les chaufferies bois sont la solution technologique principale pour atteindre les objectifs de décarbonation. Cependant celle-ci présente différents inconvénients : la gestion durable de la ressource forestière et la pollution atmosphérique générée en zones urbaines denses. Une alternative serait de développer le solaire thermique mais qui nécessite la gestion de sa variabilité journalière et saisonnière, notamment grâce à l'utilisation de stockages à court et long termes.

Pour répondre à ces enjeux, le projet ANR SunSTONE « Réseaux de chaleur solaire intelligents avec stockage intersaisonnier » se propose de développer un outil de contrôle intelligent pour le pilotage dynamique des réseaux de chaleur. Ce nouvel outil fait particulièrement sens dans le cadre du développement des réseaux intégrant du solaire thermique et impliquant un stockage intersaisonnier de chaleur. Il est dans la continuité des actions lancées par le Gouvernement français en octobre 2019

pour accélérer le déploiement des réseaux de chaleur renouvelables (action n°24) [2]. L'originalité du projet est de mettre en œuvre des innovations notamment sur le plan de la modélisation physique des systèmes de production avec entre autres le choix d'une approche exergo-économique et de la gestion multizone d'un champ de sondes pour le stockage thermique souterrain. Les nombreuses interactions entre les partenaires académiques et industriels pour la collecte et l'analyse de données, l'identification de critères de décision ou encore la validation et la comparaison du modèle avec l'existant permettent de garantir la pertinence de l'outil. Le réseau de chaleur de Chateaubriant (44) constitue le cas d'étude pour ces travaux. Les partenaires du projet sont :

- le Centre Energétique et Thermique de Lyon (CETHIL), en charge du développement des modèles de simulation dynamique des différents systèmes permettant la production de chaleur (champ solaire, chaudières, stockage court et long terme);
- le BRGM, en charge de la modélisation du champ de sondes et de la caractérisation géologique du site de Chateaubriant ;
- le département R&D du bureau d'étude TECSOL, en charge de la fourniture des données techniques et économiques de la centrale solaire de Chateaubriant ;
- Cynergie Engie Lab, un des laboratoires de recherche d'Engie, en charge de la fourniture des retours d'expérience et des données du réseau de chaleur de Chateaubriant ;
- le Laboratoire d'Informatique et Systèmes (LIS) de l'Université Aix-Marseille, en charge de la prédiction de la demande et de l'outil d'optimisation.

Dans le cadre de ce projet, cette thèse a pour objectif d'évaluer les performances technico-économiques du réseau de chaleur de Chateaubriant avec et sans l'ajout d'un stockage intersaisonnier par champ de sondes. Pour ce faire un modèle du réseau avec une approche modulaire des différents composants est développé. De plus une approche exergoéconomique originale est intégrée pour identifier les composants les moins efficaces et quantifier les coûts économiques associés.

Le premier chapitre présente le contexte et les enjeux des réseaux de chaleur en Europe et en France. Une étude bibliographique est réalisée avec une attention particulière sur l'intégration du solaire thermique dans les réseaux de chaleur, les stockages intersaisonniers, l'approche exergétique et exergoéconomique.

Le deuxième chapitre a pour objet la modélisation dynamique des composants présents dans un réseau de chaleur solaire avec stockage intersaisonnier. Pour chaque composant les modèles énergétiques, exergétiques et économiques sont détaillés, dont une approche originale pour les stockages court terme et long terme.

Dans le troisième chapitre, les composants modélisés sont assemblés et des lois de commandes sont ajoutées pour modéliser le réseau de chaleur solaire de Chateaubriant. Le modèle est ensuite implémenté dans le logiciel Dymola avec le langage Modelica et la validation est réalisée en comparaison avec les données mesurées sur le réseau de Chateaubriant. Une simulation du réseau de chaleur avec et sans champ solaire est réalisée pour évaluer l'impact de l'intégration du champ solaire sur le système.

Enfin, le quatrième chapitre s'intéresse à l'intégration d'un stockage intersaisonnier dans le réseau de chaleur étudié. Pour cela le modèle de stockage intersaisonnier développé dans le chapitre II est ajouté au modèle de réseau de chaleur étudié dans le chapitre III. Les performances du stockage intersaisonnier et son impact sur le réseau de chaleur sont étudiés sur une période de 10 ans.

Chapitre I

Contexte, enjeux et état de l’art des réseaux de chaleur solaire avec stockage intersaisonnier

I.1 Introduction

Le secteur du chauffage et de la climatisation représente la moitié de la consommation d’énergie de l’Union Européenne, dont 75 % sont produits à partir d’énergies fossiles. Dans ce secteur, 80 % de l’énergie est utilisées dans les secteurs tertiaire et résidentiel [3]. En conséquence, le chauffage des bâtiments et des industries a été reconnu par la Commission Européenne comme prioritaire pour atteindre les objectifs de décarbonation et d’efficacité énergétique allant jusqu’à la neutralité climatique en 2050. Les voies de développement potentielles pour une décarbonation du chauffage et du refroidissement d’ici 2040 sont présentées en Figure I-1 avec un scénario de décarbonation à 50 % en 2040 et un autre à 100 %. Ces scénarii reposent non seulement sur une diminution d’environ un tiers de la fourniture d’énergie par rapport à 2018 mais aussi sur l’augmentation du recours aux énergies renouvelables. L’objectif de décarbonation totale est ambitieux mais jugé atteignable avec des mesures de soutien appropriées au niveau des Etats membres et de l’Union Européenne, telles que la taxation de l’électricité et la révision des subventions aux énergies fossiles parallèlement à l’octroi d’un soutien à la R&D [4].

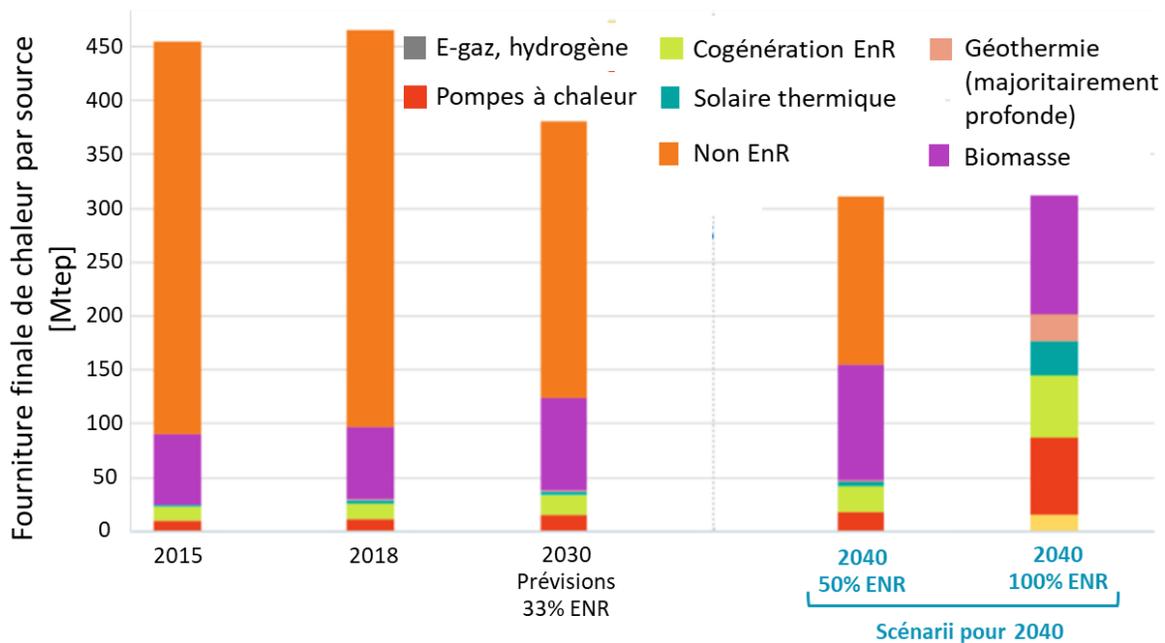


Figure I-1 - Evolution et prévisions de la répartition de la chaleur livrée par sources [4]

Les réseaux de chaleur ont été reconnu par la directive 2012/27/UE sur l’efficacité énergétique comme prometteurs pour atteindre l’objectif d’une réduction de la consommation d’énergie primaire de 20 % en 2020 et d’au moins 32,5 % d’ici à 2030. Cette même directive appelle à développer la part de renouvelable dans les réseaux de chaleur et de froid et précise que par « réseau de chaleur et de froid efficace » est entendu « une réseau de chaleur ou de froid utilisant au moins 50 % d’énergie renouvelables, 50 % de chaleur fatale, 75 % de chaleur issue de la cogénération ou 50 % d’un combinaison de ces types d’énergie ou de chaleur » [5].

L’étude des réseaux de chaleur est donc un sujet clé dont les avancées en termes d’efficacité énergétique et d’intégration d’énergies renouvelables décarbonées permettraient de participer à l’atteinte des objectifs ambitieux fixés à l’échelle européenne.

I.2 Contexte et enjeux des réseaux de chaleur urbains

I.2.1 Tour d’horizon des réseaux en Europe

Plus de 6 000 réseaux de chaleur sont recensés en Europe. De grandes villes telles que Kiev, Berlin, Helsinki, Copenhague, Paris et Milan en sont équipées [6]. Au sein de l’Union Européenne, les réseaux de chaleur satisfont 11 % de la demande en chauffage et livrent 60 millions d’habitants. Cependant, comme le montre la Figure I-2a, il y a une grande disparité entre les pays. Alors que dans sept pays, parmi lesquels l’Espagne, l’Irlande et la Hongrie, les réseaux de chaleur représentent 1 % ou moins de la consommation d’énergie pour le chauffage, cette part est supérieure à un tiers pour les trois pays baltes, la Finlande et la Suède. Au Danemark cette part est de 52 % et monte jusqu’à 98 % à Copenhague [6].

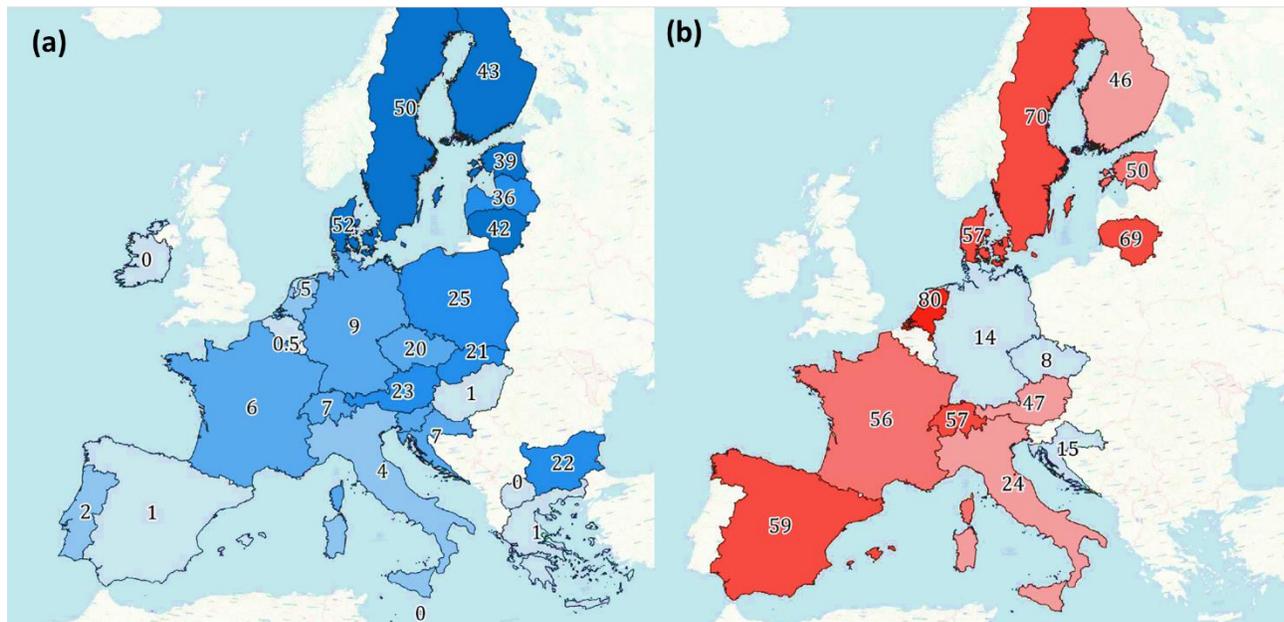


Figure I-2 - Part des réseaux de chaleur dans la consommation d’énergie pour le chauffage et part de renouvelable dans ces réseaux [4]

La part de renouvelable dans le secteur du chauffage varie également suivant les pays, d’environ 6 % en Irlande et aux Pays-Bas à 65 % en Suède, avec une moyenne de 21 % [4]. Il est intéressant de noter que dans une dizaine de pays européens, la part d’énergies renouvelables consommées par les réseaux de chaleur dépasse celle dans le secteur global du chauffage (Figure I-2b). La différence la plus élevée est au Pays-Bas : 80 % de chaleur d’origine renouvelable dans les réseaux contre 6 % dans la chaleur totale. Ceci souligne la capacité des réseaux de chaleur à intégrer des énergies renouvelables dans le mix énergétique.

Concernant les émissions de gaz à effet de serre (GES), les réseaux de chaleur sont une solution pour atteindre les objectifs fixés par la loi européenne sur le climat d’une réduction de 55 % des émissions de GES en 2030 comparé au niveau de 1990. Pour cela il faut à la fois développer des réseaux basse température de quatrième génération et augmenter l’efficacité et décarboner la chaleur de ceux déjà existants [4].

La source renouvelable prédominante dans les réseaux de chaleur est la biomasse. Cependant son utilisation montre quelques limites à cause du stress sur la ressource en bois, de la gestion des émissions de particules dans les zones urbaines et d’une baisse d’efficacité aux faibles charges [7–9]. Il est donc nécessaire de développer d’autres sources renouvelables telles que la géothermie ou le solaire thermique. Le recours à l’énergie solaire dans les réseaux de chaleur s’est déjà accru ces dernières années, notamment en Suède, en Allemagne et au Danemark où 900 MW sont installés sur 104 réseaux [6]. Outre le Danemark qui fait figure d’exemple en Europe, plusieurs pays d’Europe souhaitent se développer dans ce domaine.

I.2.2 Cas de la France

En 2020, la France comptait 833 réseaux de chaleur installés, livrant 25,4 TWh de chaleur à 60,5 % d’origine renouvelable et de récupération (Figure I-3) [10] pour 32,9 TWh d’énergie consommée. Le mix énergétique des réseaux de chaleur en 2020 pour l’énergie primaire, produite et livrée est présenté sur la Figure I-3. Bien que les réseaux de chaleur ne couvrent qu’environ 5 % des besoins nationaux en chaleur, ils produisent entre 60 et 70 % de la chaleur renouvelable (hors industrie) [11]. En termes de puissance installée par réseau, elle est supérieure à 3,5 MW dans 62 % des réseaux de chaleur français, représentant 98,4 % de la chaleur livrée par ceux-ci. En outre, la majorité des réseaux de chaleur sont multi-énergies. En effet, en 2020, 72 % des réseaux ont fonctionné avec au moins deux sources d’énergie et la moitié avec trois sources d’énergie. La plupart du temps il s’agit d’une ou plusieurs sources principales fonctionnant en continu et d’une source d’appoint pour couvrir les pics de demande en chaleur et ainsi assurer la continuité du service [10].

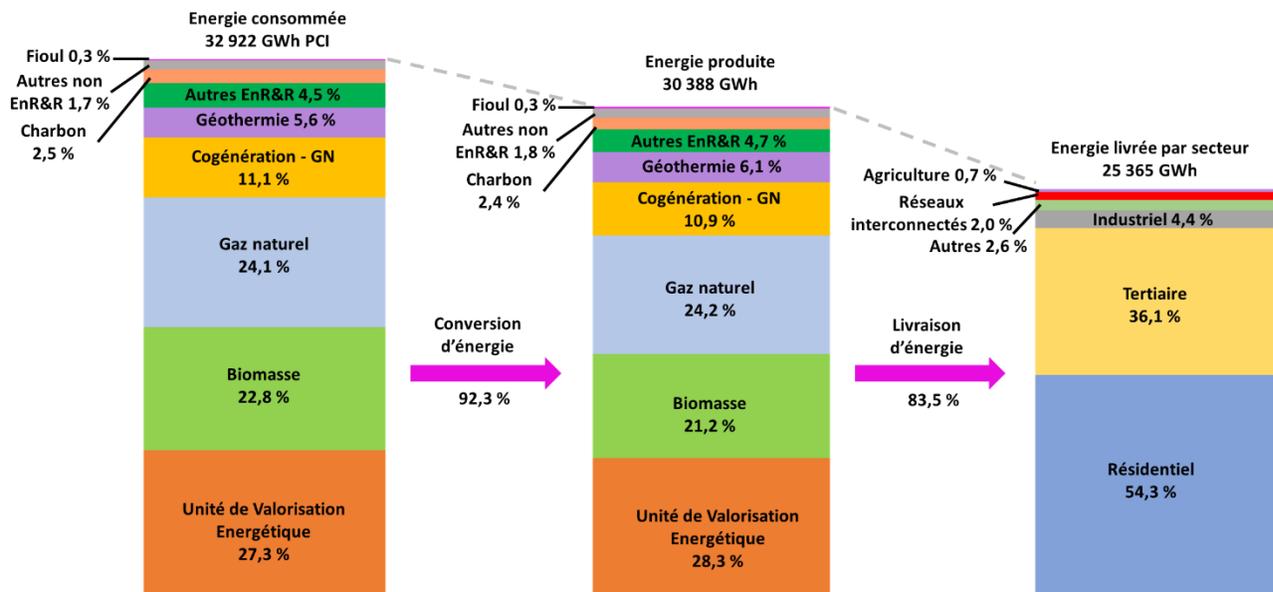


Figure I-3 - Bilan énergétique des réseaux de chaleur français en 2020 [10]

Les lois votées en France depuis une décennie sont en faveur du développement des réseaux de chaleur grâce à leur capacité à valoriser les énergies renouvelables et de récupération (EnR&R) locales. En effet la loi relative à la transition énergétique pour la croissance verte (LTECV) du 17 août 2015 fixe un objectif de 38 % d’énergies renouvelables dans la consommation finale de la chaleur en 2030. De plus, l’objectif de « multiplier par cinq la quantité de chaleur et de froid d’origine renouvelable et de récupération dans les réseaux de chaleur et de froid (par rapport à 2012) » à

l’horizon 2030 est proposé, ce qui représente un équivalent de 39,5 TWh (3,4 Mtep) de chaleur [12]. Par ailleurs la Programmation Pluriannuelle de l’Energie (PPE) de 2020 a fixé des objectifs de chaleur renouvelable et de récupération livrée : 24,4 TWh en 2023, entre 31 et 36 TWh en 2028 [12]. La Figure I-4 illustre l’évolution de la quantité de chaleur livrée par les réseaux et la part d’EnR&R depuis 2009 ainsi que les projections correspondant aux objectifs de la PPE et de la LTECV. Entre 2015 (année de la LTECV) et 2020, les livraisons nettes de chaleur ont augmenté de 0,8 TWh/an. Par conséquent pour respecter l’objectif de 39,5 TWh de chaleur renouvelable et de récupération livrée par les réseaux en 2030 il est nécessaire d’accélérer le développement des EnR&R pour atteindre à minima 2,4 TWh/an [10].

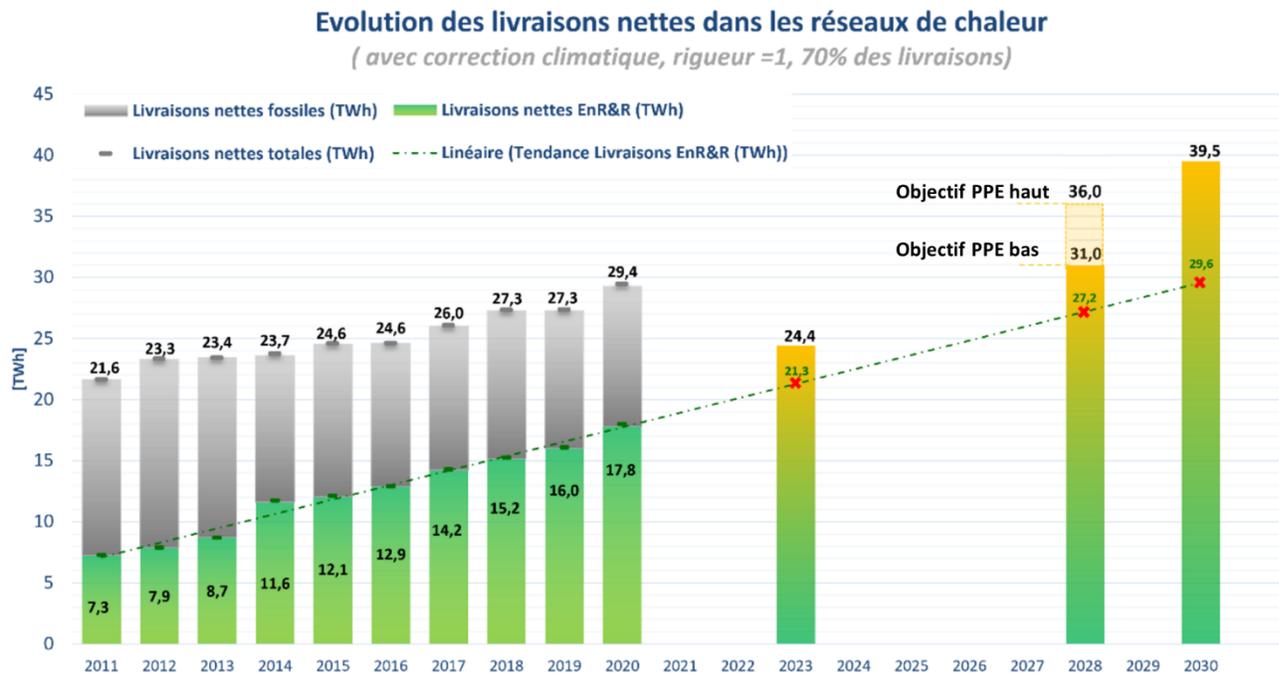


Figure I-4 - Rythme prévisionnel des livraisons de chaleur par les réseaux corrigées du facteur climatique, selon la base de la LTECV de 2012 [10]

Outre le taux d’EnR&R dans les réseaux de chaleur, il est intéressant de comparer le contenu CO₂ de la chaleur produite par différentes solutions. Pour un réseau de chaleur, la formule du contenu CO₂ est :

$$\frac{\text{Conso. des auxiliaires} \cdot \text{contenu CO}_2 \text{ elec} + \Sigma(\text{Conso energies} \cdot \text{contenu CO}_2 \text{ des energies})}{\text{Energie livrée aux sous stations}} \quad (\text{I-1})$$

les auxiliaires étant les équipements consommant de l’électricité mais ne produisant pas de chaleur (pompes, régulateurs, etc). L’introduction de la biomasse dans le mix énergétique des réseaux a participé significativement à la baisse du contenu CO₂ de la chaleur produite par les réseaux de 48 % depuis 2010 [10]. Avec un contenu CO₂ de 101 g/kWh en émissions directes en 2020, les réseaux de chaleur sont moins émissifs que le gaz naturel (205 g/kWh) et le fioul domestique (281 g/kWh). Par ailleurs, le calcul du contenu CO₂ en ACV de la chaleur complète les valeurs précédentes en incluant « les parts d’extraction de matières première et du transport, l’électricité pour le fonctionnement des chaufferies et du réseau primaire, ainsi que l’infrastructure du réseau primaire. » [13]. Le contenu CO₂ en ACV de la chaleur des réseaux est de 129 g/kWh en 2020. Cette valeur est plus faible que

pour le gaz naturel (227 g/kWh) et le fioul domestique (324 g/kWh) mais plus élevée que pour l’électricité (79 g/kWh) [14].

La pertinence d’un réseau de chaleur doit aussi être évaluée d’un point de vue économique. Le coût global d’un réseau de chaleur est un indicateur permettant de faire cette évaluation sur toute la durée de vie du réseau. Il se compose de la fourniture de combustible, l’achat d’électricité pour les consommations auxiliaires, les charges de conduite et d’entretien courant, le gros entretien et le renouvellement et l’amortissement des investissements. Ce coût global peut être rapporté à la production du réseau sur toute sa durée de vie. La valeur ainsi obtenue est le coût de la chaleur actualisé (LCOH – Levelized Cost Of Heat), aussi appelé « coût de production » :

$$\text{LCOH} = \frac{\text{Investissement} + \sum_{k=1}^n \frac{\text{Coût d'exploitation annuel}}{(1+i)^k}}{\sum_{k=1}^n \frac{\text{Chaleur produite annuelle}}{(1+i)^k}} \quad (\text{I-2})$$

avec i le taux d’actualisation et n la durée d’utilisation du réseau en année.

Le coût global d’un réseau variant d’une installation à l’autre, il en est de même pour le prix de la chaleur payé par l’abonné à l’exploitant du réseau. Ce prix est composé de deux parts :

- une part fixe représentant l’abonnement et couvrant toutes les charges (électricité, conduite et entretien des installations, remboursement de l’emprunt). Elle est soumise à une TVA réduite (5,5 %).
- une part variable couvrant l’achat de combustible. Elle est fonction de la consommation de chaleur par l’abonné mais aussi du prix des combustibles utilisés et du rendement du réseau. Suivant le type de réseau, ce terme représente 30 à 70 % du prix total.

La part variable est soumise à une TVA de 20 %. Toutefois, cette part peut aussi bénéficier d’une TVA réduite si le réseau livrant la chaleur utilise plus de 50 % d’EnR&R. Cette aide permet de soutenir le développement de nouvelles filières pour augmenter la part de chaleur renouvelable dans les réseaux. Dans ce contexte, l’alimentation des réseaux de chaleur par du solaire thermique est sujette à l’attribution de la TVA à taux réduit depuis 2019 [12].

En 2021, huit installations de solaire thermique de grande taille, c’est-à-dire d’une capacité supérieure à 700 kW_{th}, produisaient de la chaleur pour les réseaux français. L’utilisation du solaire thermique est en France à ses tout débuts (moins de 4500 m² existants en 2017). Néanmoins son potentiel commence à être envisagé dans de nombreux projets de réseaux de chaleur en association avec les chaudières à bois.

I.3 Réseaux de chaleur : principes et historique

Un réseau de chaleur est un système de production et de distribution de chaleur. La chaleur est produite de façon centralisée et est distribuée aux consommateurs, généralement sous forme d’eau chaude, via un réseau de canalisations. Cette chaleur peut répondre à des besoins de chauffage, d’eau chaude sanitaire et industriels. Un réseau de chaleur est composé de trois parties, schématisées sur la Figure I-5:

- la production : une ou plusieurs unités de production de chaleur ;

- la distribution : un réseau primaire pour l'acheminement de la chaleur des centrales de production vers les sous-stations ;
- l'émission : un réseau secondaire allant des sous-stations aux consommateurs et permettant la livraison de la chaleur.

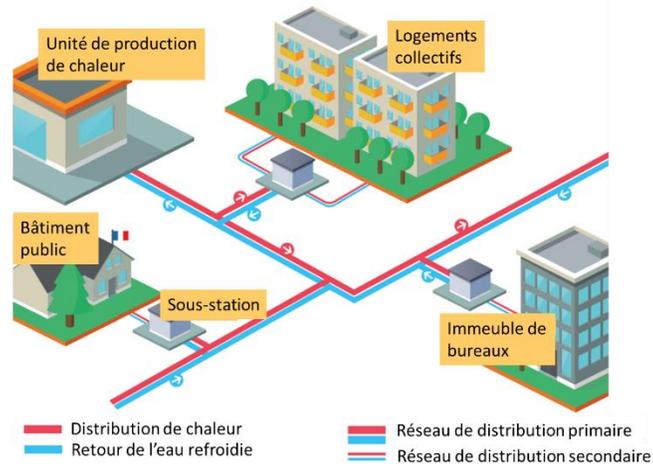


Figure I-5 - Schéma d'un réseau de chaleur urbain [15]

Dans les centres urbains densément peuplés les réseaux de chaleur sont considérés comme une des seules options viables pour décarboner le chauffage [16]. Par ailleurs ils présentent de nombreux avantages tant du point de vue énergétique et environnemental que du point de vue économique et fonctionnel :

- La valorisation d'énergies locales ;
- Un taux d'utilisation d'EnR&R important et croissant ;
- Suivant les sources de chaleur, de faibles émissions de particules sont possibles ;
- Un contenu carbone de la chaleur faible par rapport aux autres systèmes de production de chaleur ;
- La concentration des contraintes liées à la production de chaleur en un endroit ;

Les réseaux de chaleur peuvent être classés en quatre générations, suivant la température livrée (Figure I-6). La première génération, fonctionnant avec de la vapeur à haute température, est apparue aux Etats-Unis dans les années 1880 et s'est développée jusqu'à la fin des années 1930. Ces réseaux sont les moins efficaces. Cependant ils sont toujours en fonctionnement dans les métropoles de New-York et Paris tandis qu'ils ont été modernisés avec succès à Salzburg, Hambourg et Munich [17]. La seconde génération, utilisant de l'eau sous pression à une température de plus de 120 °C, a émergé dans les années 1930 et est restée majoritaire jusqu'aux années 1970. La troisième génération, basée sur de l'eau pressurisée à plus de 90 °C, est apparue à la fin des années 1970 et est encore développée. La plupart des réseaux de chaleur dans le monde sont basés sur cette technologie. La motivation première, directement relative aux deux crises pétrolières des années 1970, est la sécurité de l'approvisionnement, ce qui conduit à mettre l'accent sur l'efficacité énergétique en développant cogénérations et en remplaçant le pétrole par des combustibles locaux et/ou moins chers tels que le charbon ou le bois [17]. C'est dans ce cadre que le solaire thermique et la géothermie ont été utilisés en complément d'autres énergies dans quelques réseaux.

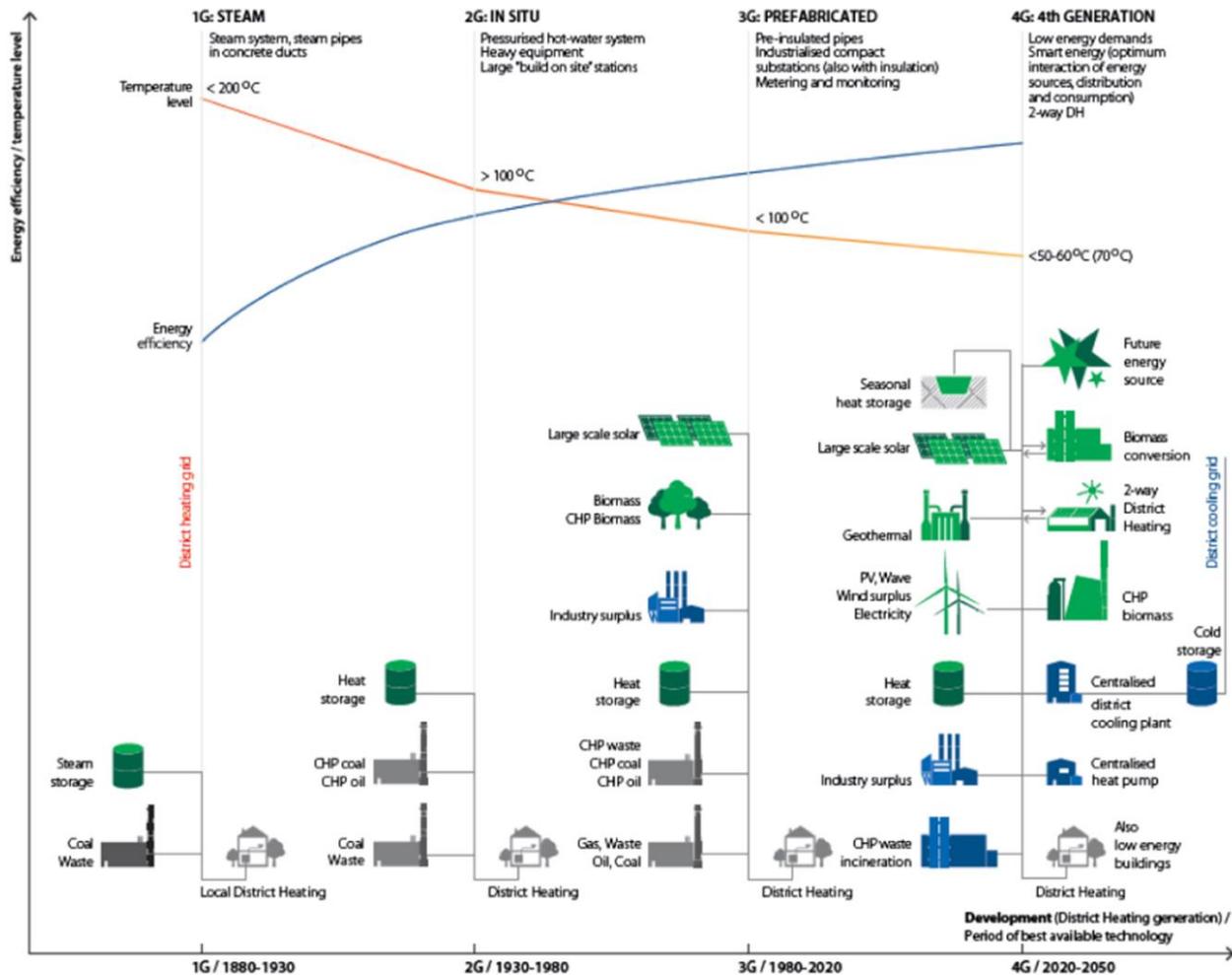


Figure I-6 - Illustration du concept de chacune des quatre générations de réseaux de chaleur [17].

Avec l'accent mis sur l'efficacité énergétique, l'essor des systèmes énergétiques communicants (intelligents) et l'augmentation de la part de renouvelable dans la chaleur produite, le développement des réseaux de chaleur a fait un bond en avant, conduisant à la quatrième génération. L'expression est utilisée depuis la fin des années 2000 mais le concept a été précisé par Lund et al. [17] en 2014. Le principe de ces réseaux est de fonctionner à des températures aussi proches que possible de la demande en chaleur, c'est-à-dire entre 30 et 70 °C, afin de réduire les pertes thermiques dans le réseau de distribution et permettre l'intégration d'autres sources d'énergie telle la chaleur fatale des industries. Ainsi cette technologie permet de répondre aux objectifs de production d'une chaleur décarbonée et renouvelable. L'utilisation de réseaux de chaleur de quatrième de génération s'inscrit dans le développement des réseaux thermiques intelligents (smart thermal grids). Ce sont des réseaux de canalisations, à l'échelle d'un quartier ou d'une ville, par lesquels les consommateurs peuvent être desservis à la fois par les centrales de production centralisées et par des unités de production disséminées sur le secteur, y compris des bâtiments connectés (appelés prosumers). Le but est de pouvoir intégrer des énergies renouvelables de façon efficace et de permettre une production et une distribution optimisée grâce à une interconnexion entre les consommateurs [17].

Même si la quatrième génération de réseaux de chaleur est prometteuse, son potentiel de développement en France est actuellement limité en raison des trop faibles températures mise en jeu. En effet, la chaleur fournie par les réseaux français sert au chauffage mais aussi à la production d'eau chaude sanitaire (ECS). Or, afin de limiter le risque lié au développement des légionnelles dans les systèmes de distribution, la température de l'eau doit toujours être supérieure ou égale à 55 °C (arrêté du 30 novembre 2005). Cette obligation contraint à assurer une température de départ de la centrale de production suffisamment élevée pour que, malgré les pertes dans le réseau de distribution et au niveau des sous-stations, l'eau utilisée par le consommateur respecte cette contrainte.

Bien que les réseaux de chaleur soient une technologie connue et utilisée depuis plusieurs décennies, le sujet fait toujours l'objet d'études visant à améliorer leurs performances et l'intégration de nouvelles énergies, notamment le solaire thermique, pour augmenter la part de renouvelable dans la chaleur livrée.

I.4 Intégration du solaire thermique dans les réseaux de chaleur

L'intégration de solaire thermique dans un réseau de chaleur peut être fait de deux façons. Les installations solaires peuvent être centralisées, c'est-à-dire constituées d'un grand champ solaire souvent couplé à un stockage court terme, ou bien distribuées, c'est-à-dire installées sur les toits de bâtiments individuels avec une injection directe dans le réseau (Figure I-7).

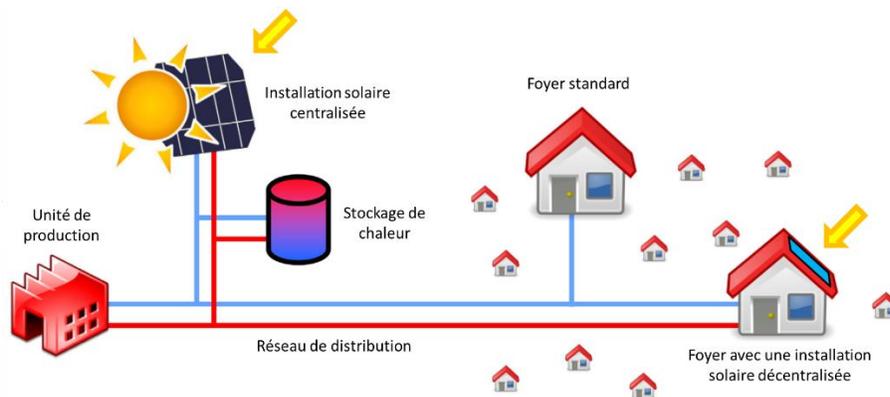


Figure I-7 - Schéma de principe d'un réseau de chaleur équipé d'installations solaires centralisées et décentralisées [18].

I.4.1 Intégration en schéma distribué

L'intégration du solaire thermique avec des installations décentralisées permet d'exploiter les toits des bâtiments pour produire de la chaleur solaire qui sera ensuite injectée dans le réseau. Un des exemples d'installations solaires décentralisées est l'écoquartier de Drake Landing au Canada [19] dans lequel les toits des garages des logements individuels sont recouverts de capteurs solaires.

L'impact de l'injection de chaleur solaire produite par des consommateurs sur un réseau de distribution a été évalué par Brand et al. [20]. Les résultats montrent que la réinjection de chaleur dans le système par les prosumers cause des variations journalières de température dans les canalisations. L'intégration des prosumers nécessite donc de revoir le contrôle du réseau.

Les conséquences technico-économiques de l'intégration de capteurs solaires de façon décentralisée dans un réseau de chaleur ont été étudiées par Rämä et Mohammadi [18] et comparées à une

intégration solaire centralisée. L’étude traite du cas d’un réseau finlandais existant avec une consommation de chaleur annuelle de 1,2 GWh. Les résultats montrent que les deux types d’installations sont techniquement réalisables et génèrent des économies financières mais pas toujours suffisantes pour atteindre la faisabilité économique. Toutefois, les installations centralisées ont des temps de retour sur investissement de 10 ans, ce qui est admis comme viable dans le cadre de l’intégration d’énergies renouvelables. A coût d’investissement égal, les résultats de l’étude indiquent que les installations centralisées produisent trois à cinq fois plus de chaleur (147-315 MWh) que les installations distribuées (53 MWh). L’installation centralisée semble donc être une solution plus prometteuse pour l’intégration de solaire thermique dans les réseaux de chaleur existants.

I.4.2 Intégration centralisée en champ solaire

Winterscheid et al. [21] se sont intéressés à l’intégration du solaire thermique à grande échelle dans un sous-réseau d’un réseau de chaleur existant équipé d’une centrale à cogénération utilisant des énergies fossiles. L’objectif est de dimensionner le champ solaire et le stockage court terme afin de maximiser l’utilisation du solaire pour alimenter le sous-réseau pendant la période du 15 mai au 21 septembre tout en ayant un impact positif sur le réseau global et sans avoir besoin d’un stockage intersaisonnier. Pour cela plusieurs scénarii avec différentes fractions solaires sont étudiés. L’étude met en avant l’inadéquation entre la ressource solaire et la demande, la première étant forte en été alors que la seconde est faible et inversement en hiver, qui limite la puissance installée du champ solaire (Figure I-8). En effet, il est démontré que le dimensionnement du champ solaire doit être basé sur la demande en chaleur mensuelle la plus faible de la période étudiée afin d’atteindre la meilleure fraction solaire sans surproduction de chaleur lorsque la demande est faible (Figure I-8). La conséquence est une plus faible production solaire durant les mois de mi-saison que ce qui pourrait être atteint avec un champ solaire plus grand. Les résultats montrent qu’il est possible d’atteindre une fraction solaire de 14 % et que l’ajout du solaire thermique permet des réductions d’émission de CO₂ et une flexibilité opérationnelle du réseau. Par ailleurs les auteurs proposent une règle de dimensionnement du stockage court terme de 40 litres par mètres carrés de champ solaire.

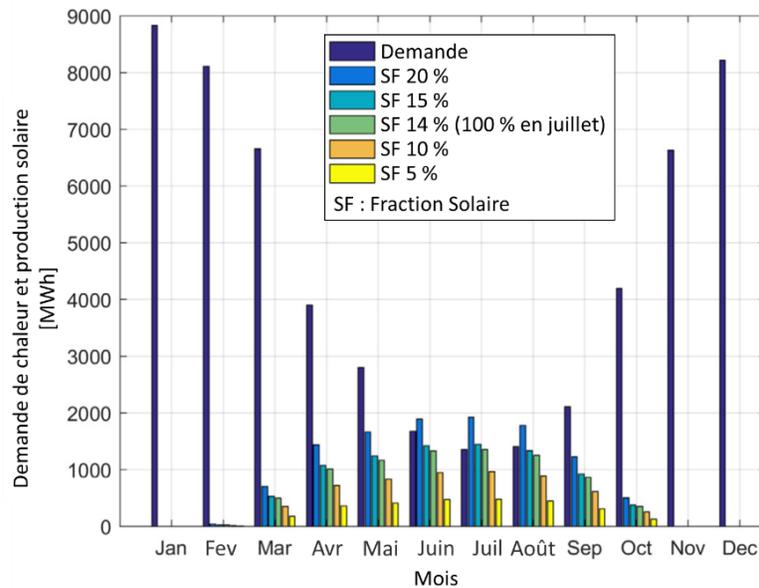


Figure I-8 – Demande et production solaire mensuelle pour plusieurs scénarii avec différentes fractions solaires [21]

Le même type d’étude a été mené par Mäki et al. [22]. Cependant, dans ce cas le solaire thermique est susceptible de fournir de la chaleur à l’intégralité du réseau et le modèle créé prend en compte le fonctionnement dynamique des producteurs de chaleur. Le cas d’étude est un réseau de chaleur finlandais existant dont la majeure partie de la demande annuelle en chaleur est satisfaite avec de la biomasse, le reste étant produit avec du fuel et du gaz naturel liquéfié. L’intégration d’un champ solaire est étudiée avec plusieurs scénarii de surface de capteurs solaires, de volume de stockage et de la possibilité ou non d’utiliser le champ solaire entre le 13 septembre et le 2 mai. Dans tous les cas le solaire est prioritaire sur les autres sources de chaleur. Les résultats montrent que sans stockage journalier, l’utilisation du champ solaire en été conduit à un arrêt total de la chaudière à bois et à une forte hausse de la consommation de fuel pendant cette période (Figure I-9). Ceci est dû aux contraintes opérationnelles de la chaudière à bois qui empêche sa mise en marche à faible puissance et pour de courtes périodes. De plus, l’augmentation de la puissance installée du champ solaire conduit à une substitution du solaire à la biomasse plus précoce dans l’année. Ainsi, avec ajout d’un champ solaire de 4 800 m² la biomasse produit 63,9 % de la chaleur annuelle contre 93,3 % sans solaire tandis que le fuel couvre 29,4 % de la demande au lieu de 6,7 % dans le cas de base.

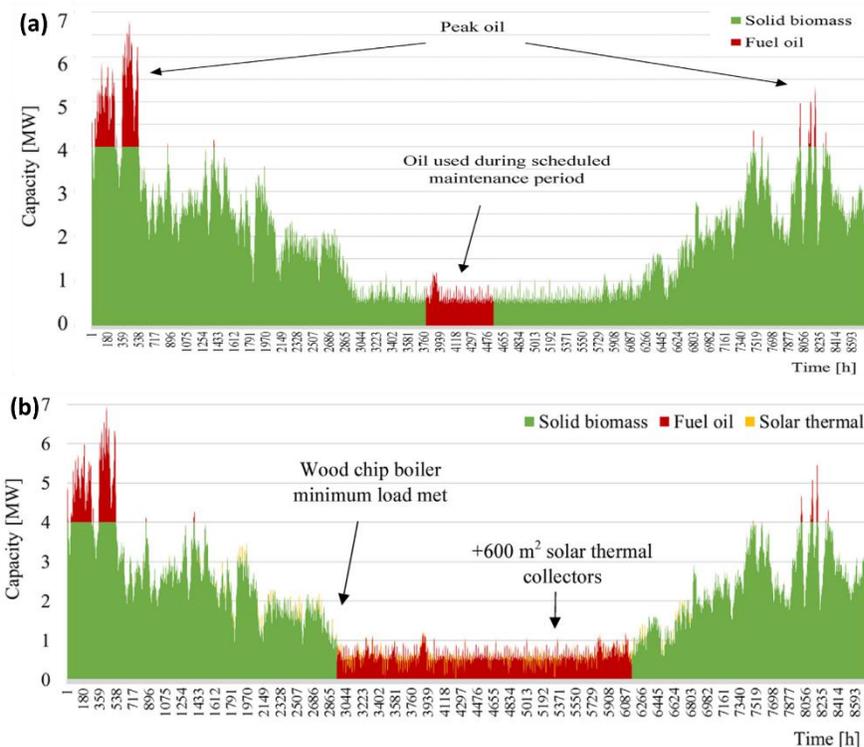


Figure I-9 - Chaleur produite par source d’énergie sans champ solaire (a) et avec l’ajout de 600 m² de capteurs sans stockage journalier (b) dans un cas d’étude [22]

Avec un stockage journalier les conclusions sont globalement les mêmes, avec toutefois une hausse de la consommation de fuel plus faible. Enfin lorsque le fonctionnement du solaire est restreint à la période entre début mai et début septembre, la consommation de fuel pendant cette période diminue avec l’augmentation de la surface du champ solaire et atteint zéro pour un champ solaire de 9 600 m², ce qui correspond à une production de chaleur solaire de 2,2 GWh et à une fraction solaire de 13,2 %. Dans ce cas, le fuel est uniquement utilisé pour satisfaire les pics de demande en hiver et la production de chaleur estivale est sans émission de gaz à effet de serre (GES). Les résultats montrent que la

configuration permettant d'atteindre la meilleure fraction solaire (28 %) conduit à une hausse de 65,5 % du coût de la chaleur actualisé (LCOH) et à une augmentation de 98,2 % des émissions de CO₂.

Cette étude, basée sur un cas existant, souligne l'importance de ne pas s'intéresser seulement à la fraction solaire mais aussi aux émissions lors de l'ajout d'énergie solaire dans un réseau de chaleur existant. Par ailleurs cette étude met en évidence l'importance d'une modélisation dynamique du système pour la prise en compte du comportement de la chaudière à bois et pour ainsi montrer les conflits pouvant avoir lieu entre les différents producteurs de chaleur.

Pour proposer une solution au conflit entre les différents générateurs de chaleur d'un réseau, Carpaneto et al. [23] ont développé une procédure d'optimisation de la stratégie de répartition de leur fonctionnement. L'optimisation porte sur la minimisation du coût opérationnel global d'un réseau comportant un champ solaire, un stockage court terme, une chaudière et une centrale à cogénération dont l'électricité produite est vendue. Trois cas sont étudiés : avec uniquement la chaudière et la centrale de cogénération (cas 1), avec le champ solaire en plus (cas 2) et avec le champ solaire et le stockage court terme en plus (cas 3). Le planning de pilotage optimal est établi pour une journée d'hiver, une de mi-saison et une d'été. En hiver la contribution du champ solaire est négligeable. L'optimisation conduit à laisser la centrale à cogénération allumée en permanence et à utiliser la chaudière en appoint. Le stockage court terme n'impacte pas particulièrement le pilotage du système, il sert à stocker le léger surplus de chaleur produit par la centrale de cogénération pendant la nuit. A la mi-saison, en l'absence de stockage court terme l'optimisation montre qu'il est préférable de dissiper la chaleur solaire pour satisfaire toute la demande avec la centrale de cogénération. La chaudière est utilisée en appoint en soirée. Dans ce cas, l'apport du champ solaire au système est nul. En revanche avec l'ajout d'un stockage court terme la chaleur solaire n'est plus dissipée mais stockée pour être utilisée en soirée à la place de la chaudière et pendant la nuit lorsqu'il n'est pas intéressant d'allumer la centrale à cogénération. Dans ce cas l'ajout du champ solaire avec un stockage d'appoint permet de réduire l'utilisation à faible puissance de la chaudière. Enfin, en été, l'optimisation conduit à une utilisation à pleine puissance de la centrale de cogénération entre 7h et 13h. Ceci conduit dans le cas 2 à la dissipation du surplus généré par la centrale de cogénération et de la chaleur solaire. En revanche avec le stockage, cette chaleur est stockée et se substitue à la chaudière le reste de la journée. La chaudière est alors éteinte en permanence. L'optimisation proposée permet, avec le stockage court-terme, d'atteindre une fraction solaire de 6,33 % contre 2,63 % sans stockage. Du point de vue économique alors que l'ajout du champ solaire seul (cas 2) permet de réduire le coût de fonctionnement de 4,8 %, l'ajout d'un stockage court terme en plus (cas 3) réduit ces coûts de 12,5 %.

Le stockage court terme est donc une solution pour limiter les conflits entre les producteurs de chaleur lorsqu'un champ solaire est ajouté dans un réseau de chaleur comprenant une chaudière avec des contraintes opérationnelles (telle qu'une chaudière à bois) ou bien une centrale de cogénération dont le fonctionnement est régi par le prix de l'électricité. De plus, le stockage journalier permet de stocker la chaleur excédentaire produite la journée en été pour la déstocker dans le réseau la nuit et d'utiliser ainsi uniquement du solaire thermique pendant la période estivale. Cependant, bien que le solaire thermique soit une option prometteuse pour réduire l'utilisation de la biomasse dans les réseaux, l'un de ses inconvénients limitant son utilisation en hiver et à la mi-saison est l'inadéquation entre la disponibilité estivale de la ressource et la demande hivernale des consommateurs. Pour augmenter la part de solaire dans les réseaux, il est donc nécessaire de pouvoir stocker la chaleur à plus long terme pour l'utiliser en substitut aux énergies fossiles lorsque l'ensoleillement ne permet pas de produire de la chaleur.

I.5 Stockage intersaisonnier

Un stockage saisonnier (Seasonal Thermal Energy Storage – STES) consiste à stocker la chaleur produite en excès par rapport à la demande pour la réutiliser plusieurs semaines ou mois plus tard pour répondre à cette même demande (Figure I-10).

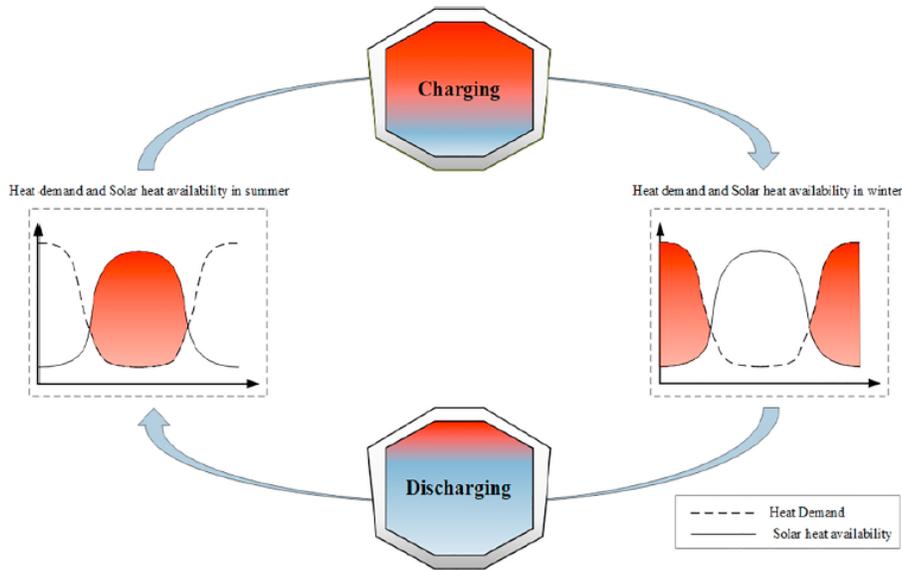


Figure I-10 - Rôle du stockage saisonnier dans le découplage de la production et la demande de chaleur à l'échelle d'une année [24]

Pour atteindre des fractions solaires élevées à un coût raisonnable dans les réseaux de chaleur, de grands systèmes de stockage intersaisonnier sont nécessaires. Ceci est particulièrement pertinent pour les localités où la production d'énergie solaire est très importante l'été et la demande en chaleur très importante l'hiver [25]. D'après Bauer et al. [26], alors que les centrales solaires avec des stockages court-terme sont configurées pour des fractions solaires autour de 15-20 %, celles avec des stockages long-terme sont configurées pour des fractions solaires d'environ 50 %.

Le stockage saisonnier de chaleur peut se faire par voie chimique, latente ou sensible. Xu et al [27] ont présenté les caractéristiques de ces trois types de stockage et répertorié les installations existantes ainsi que les projets actuels et prévus. Les stockages par voie chimique et latente ont des densités de stockage d'énergie bien plus élevées que le stockage sensible, ce qui permet d'avoir des volumes de stockage fortement réduits et peu de problèmes de pertes thermiques. Toutefois ces deux types de stockages sont encore au stade de l'étude des matériaux et n'ont pas encore atteint des maturités technologiques suffisantes pour être déployés. Par conséquent, l'étude bibliographique développée dans cette partie se concentre uniquement sur le stockage de chaleur sensible. Après une description des quatre principaux types d'installations de stockage saisonnier par chaleur sensible, un historique du stockage en champ de sondes est présenté. Ensuite un état de l'art des différentes installations de stockage BTES est établi, quelle que soit la source de la chaleur stockée.

I.5.1 Présentation des différentes technologies de stockage intersaisonnier par chaleur sensible

Les systèmes de stockage souterrain saisonnier d'énergie thermique sous forme de chaleur sensible (UTES - Underground Thermal Energy Storage) se classent en quatre technologies principales (Figure I-11) :

- Le Stockage d'Énergie Thermique en Aquifère (ATES). Ce système consiste en deux forages (un chaud et un froid) creusés dans une couche de roche perméable contenant une nappe d'eau souterraine. Pendant la saison chaude, l'eau est puisée par le forage froid, réchauffée et réinjectée dans le puits chaud pour être stockée. Ainsi pendant la saison froide cette eau chaude est soutirée par le forage chaud et réinjectée dans le puits froid une fois sa chaleur transmise au système extérieur. Cette technologie est favorisée par des ressources aquifères considérables en milieu urbain comme rural.
- Le stockage en cuve (Tank Thermal Energy Storage - TTES). Ce système consiste en un réservoir d'eau chaude partiellement enterré, généralement en béton armé précontraint. Le principe de ce stockage repose sur la stratification. L'eau chaude reste en haut du réservoir tandis que l'eau plus froide occupe le fond.
- Le stockage en fosse (Pit Thermal Energy Storage - PTES). Dans ce système la chaleur est stockée dans un sol excavé, entouré d'un revêtement étanche, rempli d'eau ou d'un mélange d'eau et de graviers. Le stockage est réalisé par l'intermédiaire de canalisations réparties dans le volume de la fosse. Lorsque la chaleur est stockée dans un mélange eau-graviers, la densité énergétique étant plus faible que celle de l'eau, ce type de stockage requiert en moyenne un volume 50 % plus important qu'un système de stockage en cuve pour obtenir la même capacité de stockage [24].
- Le stockage en champ de sondes géothermiques verticales (Borehole Thermal Energy Storage - BTES). L'eau circule dans des forages et échange de la chaleur avec le sol.

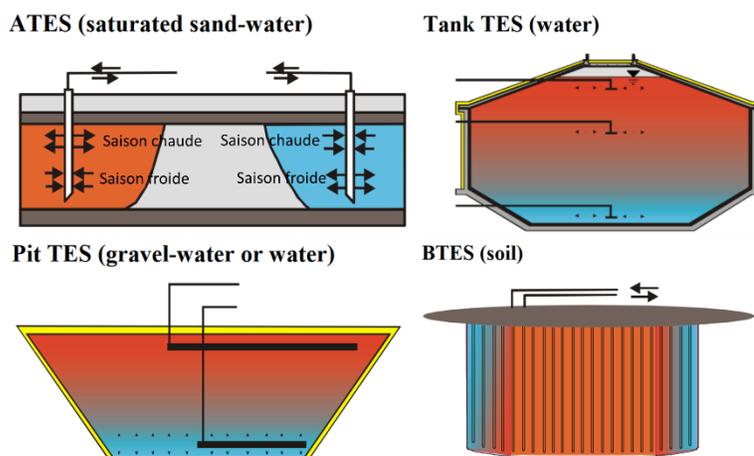


Figure I-11 - Schéma des quatre principaux types de stockage saisonnier par chaleur sensible (Dahash et al. [24])

Le choix du type de stockage dépend de la situation géologique et hydrogéologiques du sol à l'endroit choisi [26]. Les avantages et inconvénients de chaque type de stockage ont été listés par Dahash et al. [24]. Ces auteurs mettent en avant le coût de construction relativement faibles des ATES et BTES comparé aux PTES et TTES. Parmi les quatre types de stockage, les systèmes ATES et BTES sont les plus communs. Suite à une analyse approfondie des études sur les stockages de chaleur existants à l'échelle d'une communauté, Rad et Fung [28] ont conclu que le stockage en champ de sondes était le système le plus compétitif grâce aux grandes quantités d'énergies mises en jeu pour un coût du moyen de stockage relativement faible. De plus, Gao et al. [29] avancent le fait que le stockage de chaleur en aquifère pourrait affecter les ressources en eau et avoir une influence néfaste sur les

conditions hydrogéologiques et géologiques. Toutes ces observations plaident en faveur de l’utilisation d’un système BTES dans le cadre d’un réseau de chaleur solaire.

I.5.2 Stockage en champ de sondes

I.5.2.1 Principe de fonctionnement

La méthode du stockage en champ de sondes utilise la capacité thermique naturelle d’un grand volume de sol ou de roche souterraine pour stocker de l’énergie thermique. Le principe du BTES consiste à échanger de la chaleur avec le sous-sol en faisant circuler un fluide caloporteur dans des tubes en plastique, appelés échangeurs, placés dans un grand nombre de forages verticaux comblés ensuite avec matériau de remplissage. Ces sondes, espacées d’environ 2 à 5 mètres les unes des autres et profondes d’entre 10 à 200 mètres, sont généralement agencées de manière à former un cylindre à base rectangulaire, hexagonale (Figure I-12a) ou circulaire (Figure I-12b). Elles peuvent être connectées entre elles en série et/ou en parallèle. Enfin, l’échangeur dans les sondes peut être un tube en U simple ou double ou un tube coaxial [30] (Figure I-13).

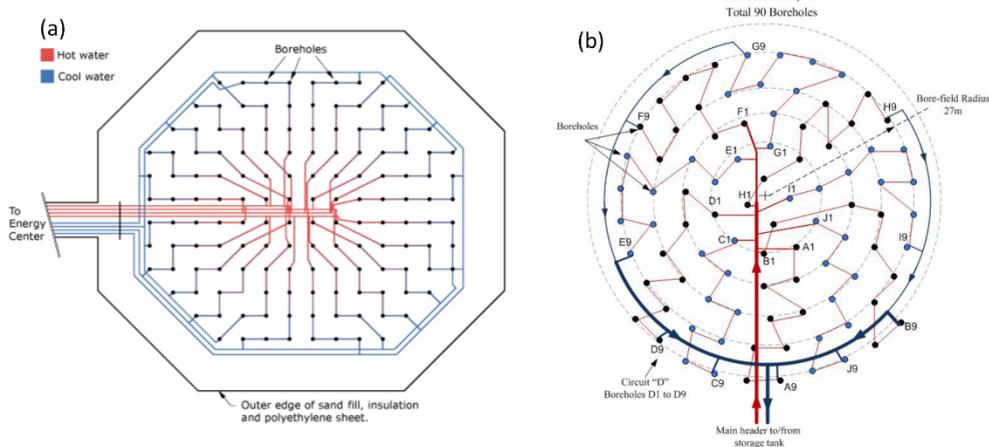


Figure I-12 - Schéma des configurations hexagonale (a)[31] et cylindrique (b)[32] d'un champ de sondes

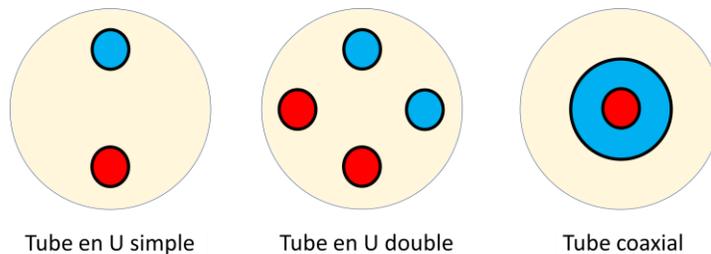


Figure I-13 - Schéma des configurations possible de l'échangeur dans les sondes

L'échange thermique et la capacité de stockage reposent sur la diffusion thermique dans le sous-sol. En plus des propriétés thermiques et hydrauliques du sous-sol, l'efficacité du système dépend du volume du stockage (défini par la profondeur, le nombre et la disposition des sondes), des éventuels écoulements souterrains et des pertes de chaleur vers la surface [30].

Un cycle de fonctionnement complet d’un BTES est composé d’une période de charge, généralement les six mois les plus chauds de l’année, et une période de décharge, généralement les six mois restants (Figure I-14). En raison d’une conductivité thermique relativement faible, le BTES a une grande inertie thermique [30]. Ainsi lors des premières années de fonctionnement, le BTES est dans une phase transitoire : la température moyenne du champ de sondes augmente progressivement. Lorsque les pertes de chaleur vers l’extérieur se stabilisent et que la plage de fonctionnement visée est atteinte, le BTES fonctionne en régime quasi-permanent (Figure I-14). Ce constat a été fait par de nombreuses études portant sur des cas existants tel que celui de la communauté solaire de Drake Landing [19] ou des simulations numériques [33,34]. D’après Guo et al. [34], la durée de cette phase transitoire peut être réduite à un ou deux ans en injectant continuellement de la chaleur dans le champ de sondes jusqu’à ce que la température visée soit atteinte (MODE 2 sur la Figure I-14). Après un cycle de fonctionnement complet en régime quasi-permanent, le champ de sondes est quasiment revenu à l’état thermique dans lequel il était au début du cycle [34].

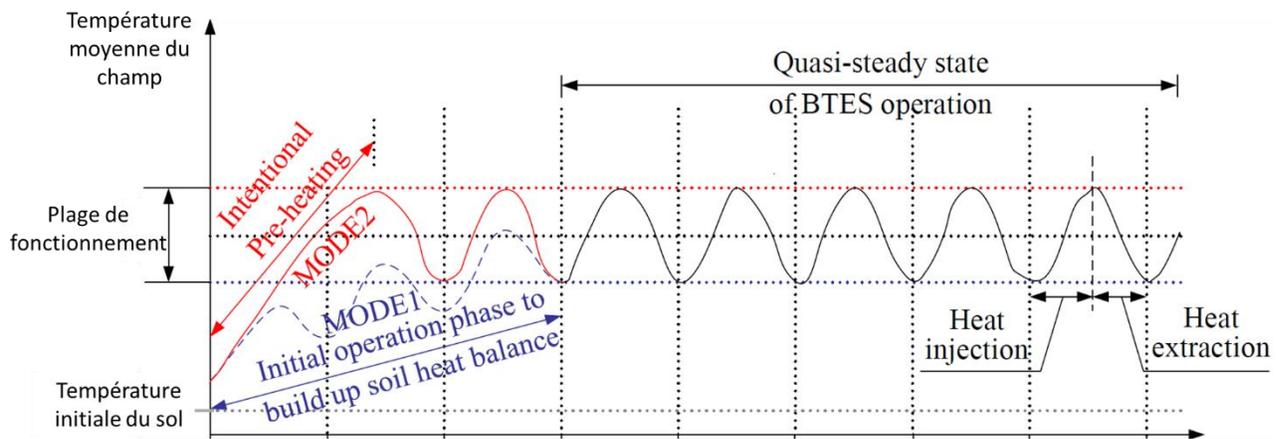


Figure I-14 - Evolution sur 8 ans de la température moyenne d'un BTES [34]

I.5.2.2 Historique des BTES et exemples d’installations existantes

Le premier BTES à haute température à taille réelle a été construit à Sigtuna à la fin des années 1970 dans le cadre du projet Sunstore [35]. Le système est constitué de 42 sondes de 23 mètres de profondeur et permet de stocker la chaleur produite par 162 m² de capteurs solaires. La première décharge du BTES a eu lieu à l’automne 1982 et a permis de fournir de l’eau entre 10 et 40 °C. Dans les années suivantes les systèmes incluant des stockages en champ de sondes plus petits ont été construits à Groningen [36]. Le Tableau I-1 résume les caractéristiques de plusieurs installations existantes incluant des stockages en champ de sondes parmi lesquelles le volume de stockage, le rendement (η_{BTES}) et la plage de températures du fluide atteinte en sortie de BTES en décharge (T_{sortie}). Le Tableau I-2 détaille les caractéristiques et performances propres aux installations comprenant un BTES et un champ solaire, telles que la surface de capteurs solaires, la présence ou non d’une pompe à chaleur pour relever la température du fluide lors de la décharge et le type d’utilisation finale de la chaleur.

Tableau I-1 – Caractéristique de plusieurs installations BTES existantes

Site	Date	Source de chaleur	Volume de stockage [m ³]	Nombre de sondes	Profondeur des sondes [m]	η_{BTES} [%]	T _{sortie} [°C]	Ref
Sigtuna (projet Sunstore)	1981	Solaire		42	23		10-40	[35]
Lulea	1983	Chaleur fatale industrielle	115 000	120	65	45-55	30-60	[37]
Anneberg	2002	Solaire	58 500	99	65	46	20-60	[38]
Emmaboda	2010	Chaleur fatale + PAC	200 000	140	149		40-55	[39]
Kungsbacka	1980	Solaire	85 000	612	35		15-30	[40]
Drake Landing Solar Community (DLSC)	2006	Solaire	BTES : 35 600 STTS ¹ : 240	144	35	54		[32]
Breadstrup	2012	Solaire	BTES : 19 000 STTS : 7 500	48	45			[41]
Groeningen	1985	Solaire	BTES : 23 000 STTS : 100	20	30	35		[36]
Neckarsulm	1996-2002	Solaire	BTES : 63 360 STTS : 200	528	30	/		[26,42]
Crailsheim	2008	Solaire + PAC	BTES : 37 500 STTS : 580	80	55			[26]
Attenkirche	2002	Solaire + PAC	BTES : 9 350 STTS : 500	90	30	/		[43]

¹ Stockage de chaleur court terme (Short-Term Thermal Storage)

Tableau I-2 – Fraction solaire atteinte pour différentes configurations de BTES

Site	Ensoleillement [kWh/m ²]	Surface de capteurs [m ²]	Demande annuelle [MWh]	Fraction solaire [%]	Pompe à chaleur [oui/non]	Type d’utilisation de la chaleur
Sigtuna		162			/	
Anneberg	550	2 400	550	70 attendu	non (réseau basse température)	chauffage au sol
Kungsbacka	940	1 500	1 100	65		chauffage
DLSC	1 510	2 300	790	86 - 97	non	
Breadstrup	1 100	18 600	45 000	20	oui (1,2 MW)	
Groeningen	910	2 400	1 140	67	n/a	
Neckarsulm	1 100	5 670	2 100	44,8	oui	
Crailsheim	1 100	7 300	4 100	50	oui	chauffage + ECS
Attenkirche		800	486	55	oui	

L’analyse des caractéristiques de ces installations permet de remarquer que le volume d’un BTES est très variable : celui de Emmaboda est 20 fois plus volumineux que celui de Attenkirche. Par ailleurs, il est intéressant d’observer que, bien que les BTES de Neckarsulm et Anneberg ont des volumes proches (63 360 m³ contre 58 500 m³), le premier comporte cinq fois plus de sondes que le second. Par conséquent ces deux installations n’ont pas la même physionomie. Le faible nombre d’installations listées ne permet pas d’extraire de la Figure I-15a-c des courbes de tendance pour relier les paramètres entre eux.

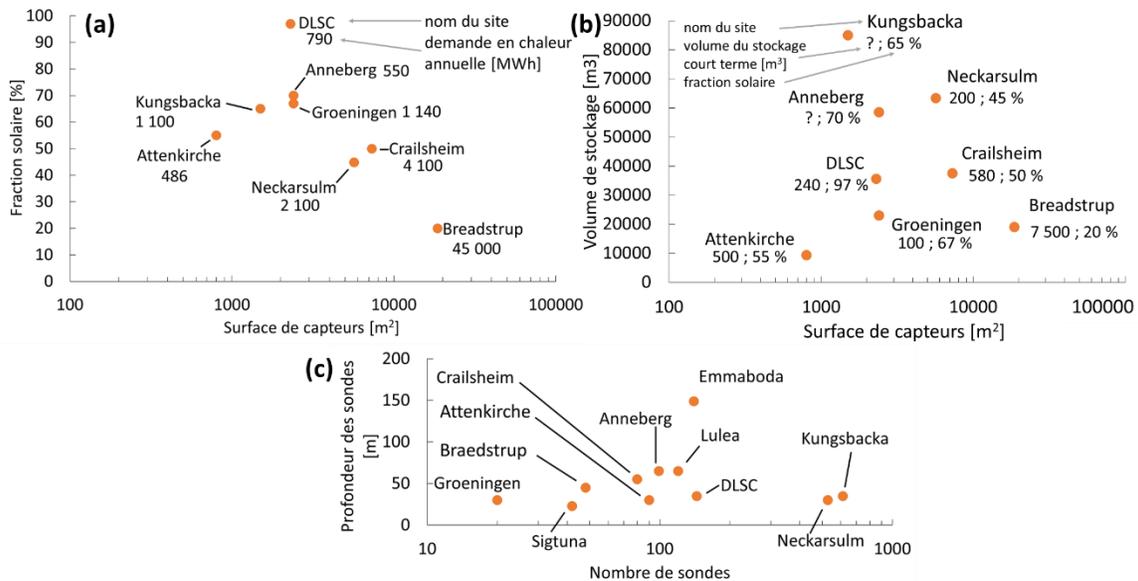


Figure I-15 - Fraction solaire atteinte (a) et volume du BTES (b) en fonction de la surface du champ solaire et profondeur des sondes en fonction du nombre de sondes (c) pour les installations citées dans le Tableau I-1.

La communauté solaire de Drake Landing au Canada fait figure de référence dans le domaine du réseau de chaleur solaire avec stockage de chaleur intersaisonnier grâce à une fraction solaire de 97 % pour le chauffage. Cet écoquartier de la ville de Okotoks dans l'Alberta a été achevé en 2007. Il est composé de 52 logements individuels, répondant à la norme canadienne R-2000, dont les garages sont recouverts de capteurs solaires thermiques (Figure I-16). La chaleur solaire captée par ces 2 293 m² est envoyée dans le réseau de chaleur centralisé doté d'un stockage à court terme de 240 m³ et d'un à long terme de 35 600 m³. Ceci permet de stocker la chaleur produite au printemps, à l'été et à l'automne et de la redistribuer l'hiver suivant. Ainsi, une fraction solaire de 55 % a été atteinte la première année et de 97 % la cinquième année de fonctionnement [19]. Cependant ce chiffre ne comprend que la demande en chaleur pour le chauffage.

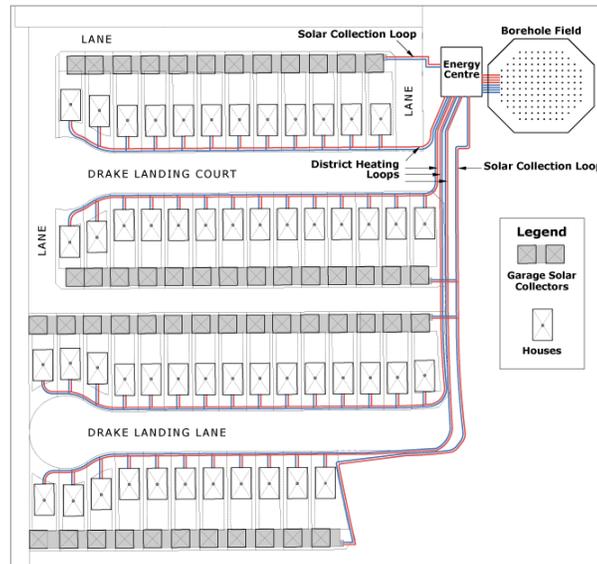


Figure I-16 - Schéma de principe du réseau de chaleur solaire avec BTES de la communauté solaire de Drake Landing [32]

Les installations de réseaux de chaleur solaire avec stockage intersaisonnier existantes sont en très grande majorité localisées dans les pays nordiques, au Danemark et en Allemagne, des pays où le solaire thermique est déjà fortement développé. Toutefois Flynn et Sirén [33] ont montré qu'une forte fraction solaire est atteignable à des latitudes plus faibles. Les auteurs ont étudié l'implantation d'un système basé sur celui de la communauté solaire de Drake Landing dans cinq lieux : Helsinki (Finlande), Dublin (Irlande), Oviedo (Espagne), Perpignan (France) et Hohhot (Chine). Les résultats montrent qu'une fraction solaire d'au moins 95 % est atteignable pour chaque localisation moyennant les modifications appropriées telles que le nombre de capteurs solaire, l'isolation des bâtiments ou encore la loi de contrôle de la température de consigne. L'étude de l'intégration d'un stockage saisonnier dans un réseau de chaleur en Europe de l'Ouest paraît donc pertinente. De plus, en ce qui concerne les performances du BTES en lui-même, les conclusions du projet HEATSTORE [30] montrent qu'elles sont peu impactées par le climat du site. Ce sont plutôt les propriétés thermiques du sol qui peuvent influencer l'efficacité du système.

I.5.2.3 Dimensionnement du BTES

Lors d'études paramétriques sur le dimensionnement du BTES il est important de tenir compte du rapport de sa surface au sol sur son volume. En effet plusieurs études [26,44,45] ont montré que les

BTES avec un grand volume et une forme compacte permettent de réduire les pertes thermiques en raison d'un faible rapport surface/volume. Guo et al. [34] ont calculé ce ratio en fonction du volume de stockage pour plusieurs géométries de BTES et plusieurs rapports profondeur/diamètre (H/D). Les résultats de ces calculs présentés en Figure I-17 montrent que les trois configurations avec des ratio profondeur/diamètre de 1 pour 1 donnent, pour un volume donné, les ratio surface au sol/volume minimisés. Parmi ces trois configurations, la géométrie cylindrique est optimale, suivie par la forme hexagonale. Guo et al. [34] précisent qu'en terme de réduction des pertes thermiques un champ de sondes sphérique serait l'idéal mais que sa réalisation est compliquée d'un point de vue pratique.

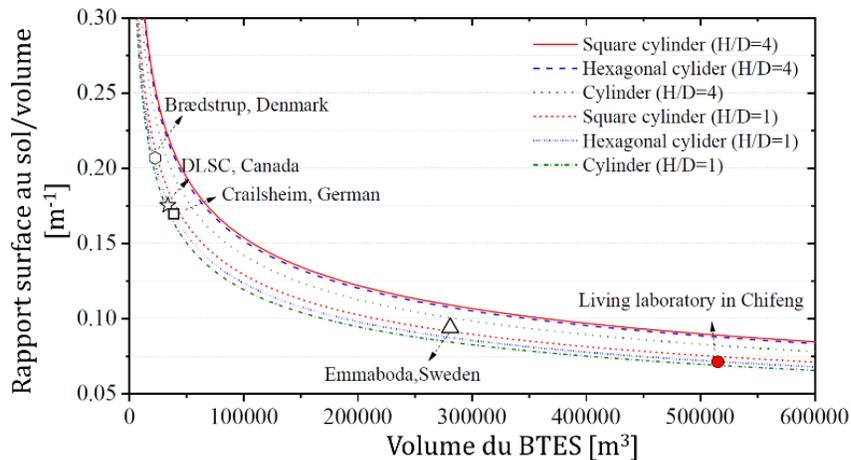


Figure I-17 - Ratio surface au sol/volume en fonction du volume du BTES pour plusieurs géométries de champ (Guo et al. [34])

En faisant varier l'écart entre les sondes entre 3 et 7 mètres et leur profondeur de 25 à 125 mètres et en étudiant le système sur 10 et 20 ans de fonctionnement, Consentino et al. [46] ont montré que les performances énergétique et exergétique d'un système BTES sur l'ensemble de sa durée de fonctionnement diminuent lorsque la profondeur des sondes et leur espacement augmentent. Toutefois les auteurs ne précisent pas le nombre de sondes considérées. Les meilleures performances sur 10 ans, soit 36 % de rendement énergétique et 4,4 % de rendement exergétique sont obtenues avec des sondes espacées de 3 mètres chacune et profondes de 25 mètres. Dans la mesure où les calculs des performances énergétiques et exergétiques sont faits sur toute la période de simulation et prennent en compte les échanges thermiques avec le sol lors de sa montée en température pour atteindre un régime quasi-permanent, plus le temps d'étude est long, plus le poids de cette phase transitoire dans les calculs diminue. C'est pourquoi les performances du système obtenues sont meilleures sur 20 ans que sur 10.

Ciampi et al. [47] ont réalisé l'analyse de sensibilité thermo-économique dynamique d'un réseau de chaleur solaire sur une période de cinq ans. Le système fournit de la chaleur à six maisons individuelles à Naples, en Italie. L'influence de trois paramètres est étudiée : l'aire du champ solaire, le volume du stockage journalier et le volume du champ de sondes. Vingt-sept configurations sont ainsi obtenues. La consommation d'énergie primaire, les émissions de CO₂ équivalentes, les coûts de fonctionnement et le temps de retour sur investissement sont comparés avec les valeurs obtenues avec la simulation d'un système de production de chaleur conventionnel. L'analyse des résultats a permis d'établir des ratios de dimensionnement du système pour obtenir les meilleures performances. Cependant ces ratios dépendent du critère d'évaluation. En effet, Ciampi et al. ont montré que les performances économiques étaient principalement affectées par le volume des stockages de chaleur

(court et long terme) alors que les performances énergétiques et environnementales étaient majoritairement dépendantes de la taille du champ solaire. Par ailleurs les différences de performances entre les meilleures configurations des trois critères (énergétique, environnemental et économique) sont notables. Par exemple, la meilleure configuration d’un point de vue énergétique conduit à une fraction solaire deux fois supérieure et une économie d’énergie primaire 2,7 fois plus importante mais avec un retour sur investissement 1,7 fois plus long par rapport à la configuration conduisant aux meilleures performances économiques. Ces écarts montrent l’intérêt d’utiliser une méthode telle que l’approche exergoéconomique pour trouver le meilleur compromis entre les performances énergétiques et économiques.

Dans l’optique de coupler performances énergétique et économiques, Hirvonen et al. [48] ont réalisé une optimisation multi-objectifs sur des réseaux de chaleur solaire intégrant un BTES situés à des latitudes élevées. Les résultats montrent que de tels systèmes de grandes tailles permettent des réductions de coûts notables et augmentent les performances du stockage saisonnier. Ainsi une fraction solaire proche de 90 % pourrait être atteinte pour toutes les tailles de réseaux étudiées et que les réseaux les plus grands l’atteindraient avec des coûts 20 % plus faibles.

I.5.2.4 Modalités d’intégration du BTES dans un réseau de chaleur solaire

Lorsque les températures de départ réseau sont plus élevées que la température du fluide extraite du champ de sondes, dans le cas de production de chaleur pour de l’eau chaude sanitaire par exemple, l’ajout d’une pompe à chaleur entre le BTES et le réseau est nécessaire pour relever la température [48]. C’est par exemple le cas dans le réseau de Crailsheim en Allemagne où le stockage est entre 20 et 50 °C. La pompe à chaleur permet alors de fournir de l’eau à 60 °C .

Les retours d’expérience sur l’intégration de champs de sondes dans des systèmes solaires recueillis dans le cadre du projet HEATSTORE [30] ont montré que l’ajout d’un ballon tampon entre la partie solaire et le BTES est nécessaire pour tirer pleinement partie du couplage. En effet, le BTES a une conductivité thermique faible et réagit par conséquent lentement aux transferts de chaleur. La production solaire doit donc être lissée dans le temps pour être stockée dans le BTES, ce que permet l’installation d’un ballon tampon. Cette approche permet de réduire la longueur des sondes pour une même performance du BTES [30].

I.6 Apports de l’approche exergétique et exergoéconomique pour l’amélioration des systèmes

Parmi toutes les études citées précédemment, une seule traite des considérations exergétiques des systèmes. Or les approches purement énergétiques ne prennent pas en compte la qualité de l’énergie, qui peut être dégradée lors des nombreux processus mis en jeu dans les réseaux de chaleur solaire et le stockage intersaisonnier. Le concept d’exergie est développé dans le chapitre suivant. Les travaux réalisés dans le cadre de l’Annexe 64 de l’Agence Internationale de l’Energie (AIE) [49] soulignent la nécessité d’établir une correspondance entre les flux d’énergie issus des ressources énergétiques et l’exergie. L’exergie vient en complément des bilans de matière et d’énergie pour fournir une vision plus complète du processus et éventuellement faire émerger des pistes d’amélioration. En effet l’identification des composants les plus destructeurs d’exergie et des causes de la destruction permet d’orienter les améliorations du système et de ses sous-systèmes. L’approche exergétique a été appliquée avec succès dans de nombreuses études sur les systèmes énergétiques comme le montre l’analyse historique menée par Sciubba et Wall [50].

I.6.1 Application aux réseaux de chaleur

Un des intérêts des réseaux basse température est la réduction des pertes thermiques lors de la distribution de la chaleur. Li et Svendsen [51] ont montré que ces réseaux sont également intéressants d'un point de vue exergetique. En effet, en plus de réduire les pertes thermiques, la réduction de la température de l'eau chaude entraîne une diminution de la qualité de l'énergie livrée qui est alors plus en adéquation avec l'offre de chaleur de basse qualité qu'est le chauffage. L'étude d'un réseau de chaleur basse température (55/25 °C) fictif menée par les auteurs montre que le rendement exergetique du réseau est 60 à 64 % plus important que celui d'un réseau fonctionnant à 20 °C plus haut. Cette grande différence de performance met en exergue l'influence des faibles variations de température sur l'exergie des systèmes fonctionnant à des températures proches de l'état de référence choisi pour l'analyse exergetique.

Le recours à l'exergie peut également permettre de comparer plusieurs solutions de dimensionnement et d'optimiser le pilotage des réseaux de chaleur. Torío et Schmidt [52] ont comparé d'un point de vue énergétique et exergetique plusieurs configurations et contrôles d'un circuit de distribution d'un réseau de chaleur alimentant 24 habitations. Les quatre cas étudiés sont :

- une fourniture conjointe de l'eau chaude sanitaire et du chauffage à 95 °C par une sous-station unique;
- une fourniture conjointe de l'eau chaude sanitaire et du chauffage à basse température (entre 50 et 65 °C) par une sous-station unique;
- une fourniture séparée de l'eau chaude sanitaire et du chauffage à basse température (entre 50 et 65 °C) par deux sous-stations distinctes;
- une fourniture séparée de l'eau chaude sanitaire et du chauffage à basse température (entre 50 et 65 °C) par deux sous-stations distinctes avec la possibilité d'utiliser le retour réseau de l'eau chaude sanitaire comme départ réseau du chauffage (circuits de distribution en cascade).

Les résultats montrent que le rendement exergetique varie entre 32 % pour le premier cas et 43 % pour le troisième, alors que le rendement énergétique des quatre cas diffère de moins de 1,2 %. En effet, il est mis en évidence qu'en baissant la température de la chaleur livrée de 95,0 à 57,7 °C, le rendement exergetique du système passe de 32,0 à 39,3 %. De même, réduire la température de retour de 40,8 à 37,3°C augmente le rendement exergetique de 3,7 %. Ainsi, alors que l'analyse énergétique ne permettrait pas de faire un choix parmi les différentes configurations, l'analyse exergetique met en évidence celles dégradant le moins la qualité de l'énergie.

I.6.2 Application aux systèmes de production de chaleur

L'analyse exergetique d'un système de production de chaleur fonctionnant avec plusieurs sources permet de proposer une répartition d'utilisation des différentes sources en vue d'augmenter la qualité de l'énergie produite. Ainsi, Wang et Yang [53] ont étudié les performances thermodynamiques d'un système hybride de cogénération de froid, chauffage et électricité alimenté par de l'énergie solaire et de la biomasse. La biomasse est d'abord gazéifiée puis le gaz produit alimente la cogénération. Ensuite l'énergie solaire et la chaleur produite par la cogénération alimentent une machine frigorifique à adsorption pour produire du froid. Quant à l'eau chaude, elle est produite grâce à la chaleur du gaz sortant du gazéifieur et du système à adsorption. Les résultats montrent que dans les conditions de fonctionnement nominales, l'augmentation de l'utilisation du biogaz ou la réduction de

l'utilisation du solaire améliore le rendement exergetique du système (Figure I-18). Cela est dû au rendement exergetique du système plus élevé que celui du sous-système solaire (9,4 % contre 16,1 dans les conditions nominales) et plus faible que celui du sous-système de la biomasse (16,2 %).

De plus, l'approche exergetique permet d'identifier au sein même d'un générateur de chaleur les processus produisant le plus d'irréversibilités. Saidur et al. [54] ont mené une analyse énergétique et exergetique sur des chaudières industrielles pour localiser les gaspillages d'énergie. Leur étude a permis d'identifier la chambre de combustion comme le composant détruisant le plus d'exergie (65 %) comparé à l'échangeur de chaleur (35 %).

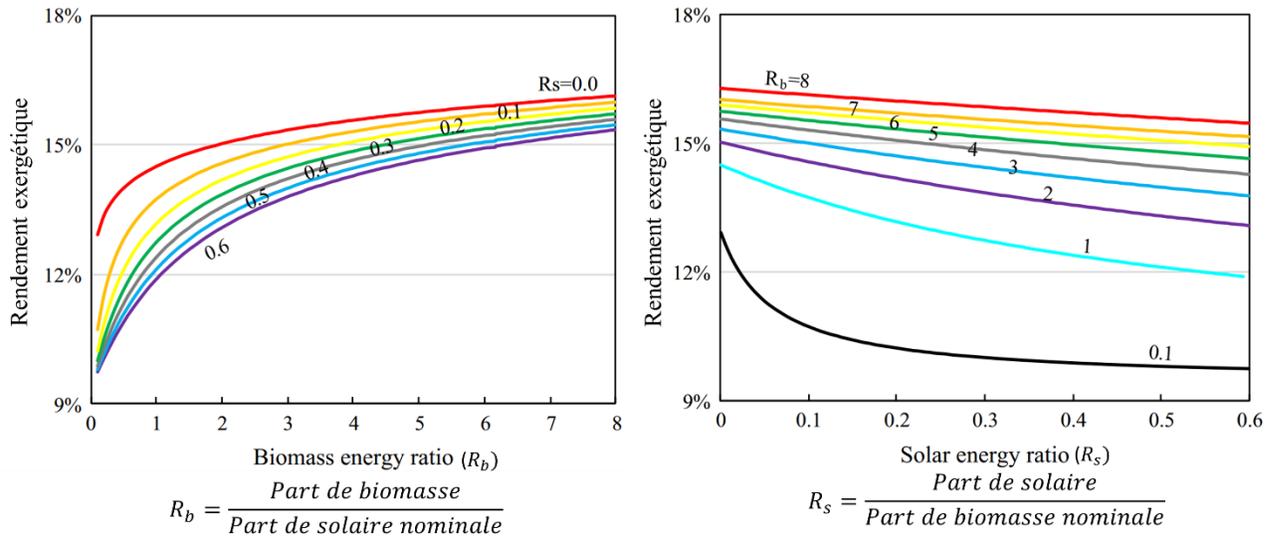


Figure I-18 - Influence de la part de biomasse et de solaire sur l'efficacité exergetique du système [53]

I.6.3 Application aux capteurs solaires

Les capteurs solaires thermiques sont le lieu d'une grande destruction d'exergie lors des processus d'absorption du flux solaire et du transfert de chaleur au fluide. La cause majoritaire est la conversion du rayonnement solaire, une source d'énergie de haute qualité, en chaleur basse température, autour de 100 °C. Par conséquent, les rendements exergetiques des capteurs solaire plan sont généralement inférieurs à 4 %. Cette valeur varie en fonction des caractéristiques du capteurs et des conditions de fonctionnement et pourrait atteindre 8 % [55].

Farahat et al. [56] ont utilisé l'approche exergetique pour déterminer les performances thermiques et optiques et les paramètres de configuration optimaux des capteurs solaires plans dans des conditions de fonctionnement données. Ils ont montré que le diamètre des tuyaux avait peu d'influence sur l'efficacité énergétique du système. Leur étude a permis d'identifier la valeur optimale de la température d'entrée, autour de 315 K (Figure I-19a), et de montrer que le rendement exergetique du capteur augmente avec l'ensoleillement, jusqu'à atteindre 6,5 % pour un ensoleillement de 1 000 W/m² (Figure I-19c). Les résultats montrent également une diminution quasiment linéaire du rendement exergetique de 3,9 à 2,8 % lorsque la température ambiante augmente de 27 à 40 °C (Figure I-19b). Enfin, l'influence du vent est mise en avant : avec une augmentation du vent de 0,001 à 50 m/s, le rendement exergetique diminue de 5,0 à 3,8 %. Ces observations peuvent permettre d'inciter à modifier les conditions de fonctionnement au cours d'une journée pour obtenir le meilleur

rendement exergetique en limitant par exemple l’utilisation des capteurs lorsque le vent est trop fort ou en régulant la température d’entrée dans les capteurs.

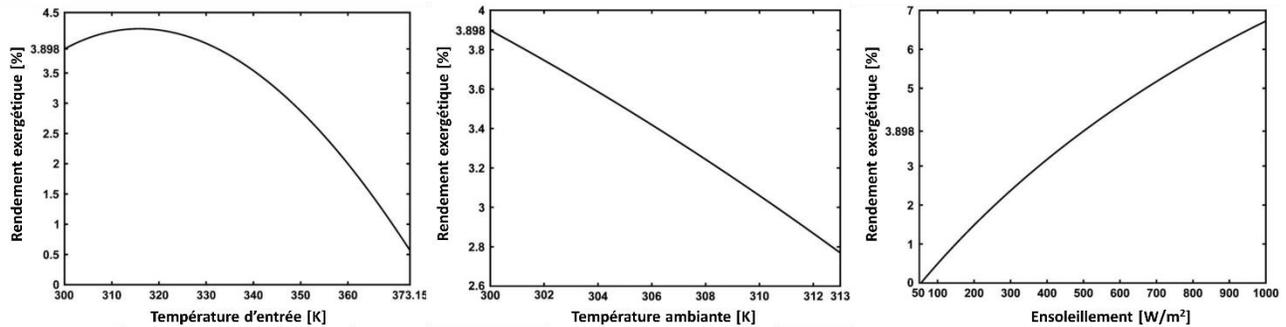


Figure I-19 - Influence de la variation de la température d’entrée dans le capteurs (a), de la température ambiante (b) et de l’ensoleillement (c) sur le rendement exergetique du capteur [56].

Jafarkazemi et Ahmadifard [55] ont étudié l’influence de plusieurs paramètres d’un capteur solaire plan sur son rendement énergétique et exergetique (débit et la température d’entrée du fluide, le type de fluide et l’épaisseur de l’isolant). Les résultats obtenus mettent en évidence le comportement contraire des rendements énergétique et exergetique dans plusieurs cas. En effet, il apparait que le rendement exergetique du capteur augmente avec la température d’entrée du fluide alors que son rendement énergétique diminue (Figure I-20). Ceci est dû à l’augmentation de la température de l’absorbeur avec la température d’entrée du fluide. De façon similaire, une augmentation du débit du fluide augmente le rendement énergétique et diminue le rendement exergetique. La majorité de la destruction d’exergie a lieu lors de l’absorption du rayonnement solaire par l’absorbeur. L’étude montre que la destruction d’exergie diminue lorsque la température d’entrée augmente ainsi que lorsque le débit diminue.

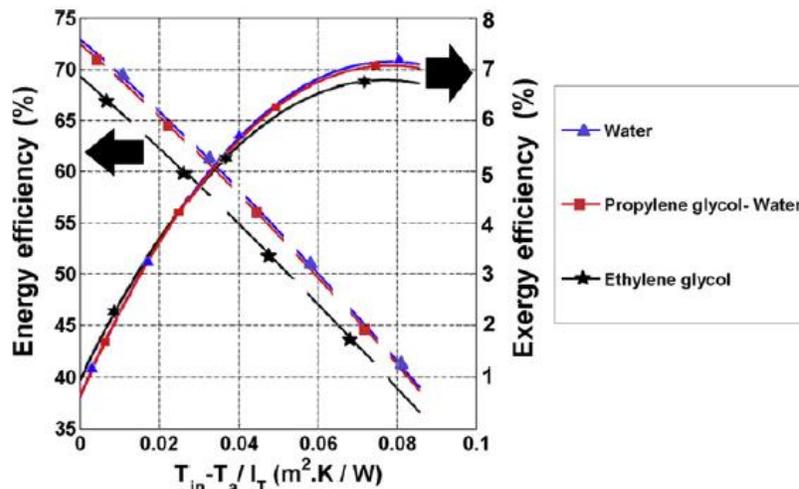


Figure I-20 - Variation du rendement exergetique et énergétique en fonction de la différence entre la température d’entrée du fluide et la température extérieure pour trois fluides de travail différents [55]

Les conclusions de l’étude préconisent de configurer le système de manière à avoir une température d’entrée du fluide environ 40°C supérieure à la température ambiante et d’abaisser le débit afin d’améliorer les performances. Cependant diminuer le débit conduit à une augmentation de la

température en sortie des capteurs. Lorsque le champ solaire est relié à un stockage de chaleur et à un réseau, l’augmentation de la température du fluide provoque une augmentation des pertes énergétiques et exergetiques dans les autres composants en aval. Par conséquent l’analyse exergetique doit être faite à l’échelle du composant mais aussi du système global.

I.6.4 Application au stockage en champ de sondes

Guo et Yang [57] ont étudié les performances énergétiques et exergetiques d’un système de stockage en champ de sondes de chaleur fatale industrielle et d’énergie solaire dans la ville chinoise de Chifeng grâce à un modèle dynamique. La simulation sur 10 ans conclut sur une efficacité énergétique du système de 83,1 % et une efficacité exergetique de 40,7 %. Leurs recherches ont révélé que le transfert de chaleur dans le BTES est la source principale de destruction d’exergie. Les conclusions de l’étude identifient la profondeur des sondes comme le paramètre de conception ayant le plus d’impact à la fois sur le rendement énergétique et exergetique, suivie par le débit du fluide et l’écart entre les sondes. Les auteurs mettent en évidence les effets d’échelle et le fait que de meilleures performances énergétiques et exergetiques peuvent être atteintes avec des systèmes plus grands. Ils préconisent l’optimisation de l’espacement des sondes et du débit du fluide pour trouver un compromis entre la capacité de stockage du système et ses pertes énergétiques ou exergetiques. D’après les auteurs, parmi toutes les propriétés thermiques du sol et du remblai, la conductivité thermique du sol est celle qui a le plus d’influence sur les performances thermiques du BTES. Pour construire un stockage intersaisonnier à grande échelle ils préconisent de choisir un terrain ayant un sol avec une grande conductivité thermique. Par ailleurs les résultats obtenus montrent le potentiel du stockage BTES pour améliorer la flexibilité, la solidité et le rendement énergétique du système global.

Pour compléter cette approche, une analyse exergoéconomique est nécessaire pour évaluer la valeur monétaire de la dégradation de l’énergie et le poids des coûts d’investissement et de l’énergie primaire. A la connaissance de l’auteur de cette thèse, alors que plusieurs études portent sur l’approche exergoéconomique d’un réseau de chaleur utilisant l’énergie géothermique [58–60], seuls quelques articles ont utilisé cette méthode pour analyser un système de stockage en champ de sondes. Ainsi, Cosentino et al. [61] ont analysé l’influence de la profondeur et de l’espacement des sondes sur les performances exergoéconomiques d’un BTES duquel le fluide est extrait entre 45 et 55 °C. Le but de l’étude est de déterminer la configuration optimale permettant un compromis entre les coûts d’investissements et l’efficacité exergetique sur 20 ans de fonctionnement. Leurs résultats montrent que le coût spécifique associé à l’exergie utile est plus faible pour les configurations les plus énergétiquement et exergetiquement performantes et que ce coût est particulièrement affecté par le coût spécifique de la ressource. Par ailleurs le coût spécifique associé à l’exergie utile diminue lorsque la température du sol atteinte lors de l’établissement du régime quasi-permanent est plus élevée. Bien que le stockage à plus haute température implique un régime transitoire plus long et des coûts initiaux plus élevés, les auteurs estiment que ceux-ci sont amortis sur la durée de vie de l’installation.

I.6.5 Analyses exergetiques et exergoéconomiques utilisant l’approche dynamique

Torío et Schmidt [52] ont mis en évidence le fait que dans la mesure où les réseaux de chaleur fonctionnent à des températures proches de celle de leur environnement (considéré généralement comme l’état de référence), leurs performances sont fortement influencées par le comportement dynamique du système. Ainsi, alors que la majorité des études disponibles dans la littérature adoptent une approche en statique pour mener des analyses exergetiques et exergoéconomiques, l’approche en dynamique semble indispensable pour réaliser des comparaisons précises entre les différents

configurations et modes de fonctionnement. En effet le passage en dynamique permet de rendre compte de l’inertie des transferts de chaleur et de certains équipements tels que les chaudières biomasse. De plus, l’analyse par pas de temps rend visible les phénomènes se produisant pendant les phases de transitions entre deux modes de fonctionnement. Cela permet d’avoir une visibilité sur le comportement du système à chaque instant et d’ainsi mieux identifier les phénomènes à l’origine d’irréversibilités. Cette approche a été utilisée avec succès par Meesenburg et al. [62] pour un système de pompe à chaleur comprenant notamment un stockage de chaleur sensible court terme et par Sayadi et al. [63] pour l’enveloppe d’un bâtiment.

I.7 Conclusion

Le statut des réseaux de chaleur comme solution prometteuse pour augmenter la part de renouvelables dans le secteur du chauffage et diminuer la consommation est reconnu par les politiques françaises et européenne. Le développement des réseaux de chaleur solaires est en expansion, notamment dans les pays du nord-est de l’Europe. En France la filière progresse plus lentement mais est appelée à grandir grâce à l’attribution d’aides financières.

Plusieurs études ont montré qu’une intégration d’énergie solaire sans étude préliminaire complète pouvait conduire à un abaissement des performances : augmentation des émissions de GES ou de la consommation d’énergies fossiles ou encore du coût de la chaleur. L’importance de la prise en compte du fonctionnement dynamique des systèmes de production de chaleur pour obtenir des résultats au plus proche de la réalité a également été mise en lumière. L’intégration d’énergie solaire doit donc être réfléchi en termes de dimensionnement et de contrôle. Par ailleurs, l’efficacité du stockage en champ de sondes pour augmenter la part de solaire dans les réseaux et améliorer son intégration a été démontrée sur plusieurs installations existantes où une fraction solaire entre 20 et 97 % est atteinte. Un rapport de 1 pour 1 entre la surface au sol et le volume d’un champ de sondes a été identifié comme une valeur de référence lors du dimensionnement du stockage pour réduire les pertes thermiques.

Les apports de l’approche exergétique et exergoéconomique dans l’amélioration des systèmes énergétiques ont été démontrés tant à l’échelle d’un composant (capteur solaire, chaudière, BTES) qu’à celle d’un réseau de chaleur global. L’approche en dynamique a montré son intérêt dans l’analyse de l’enveloppe d’un bâtiment et de systèmes énergétiques industriels mais n’a que peu été utilisée dans le domaine des réseaux de chaleur.

Dans le chapitre suivant la théorie de l’analyse exergétique et exergoéconomique en dynamique est présentée. Ensuite le modèle énergétique, exergétique et exergoéconomique de chaque composant d’un réseau de chaleur solaire est détaillée. Il en est de même pour les composants d’un système de stockage en champ de sondes

Chapitre II

Modélisation énergétique, exergetique et exergoéconomique des composants

II.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de développer pour chaque composant du système de production d'un réseau de chaleur un modèle énergétique, exergetique et exergoéconomique générique. La simulation du comportement du système global à partir du modèle assemblant ces différents sous-modèles est présentée dans le chapitre suivant. Pour le développement des modèles, une approche dynamique doit être adoptée afin de rendre compte de la dynamique des phénomènes mis en jeu tels que la propagation ou la conversion de la chaleur, notamment pour le modèle de chaudière à bois et celui du champ de sondes. De plus dans la mesure où les composants modélisés dans ce chapitre seront utilisés dans un modèle global pour réaliser des simulations sur dix ans, il est nécessaire d'avoir des temps de calcul faibles. Par conséquent, l'enjeu de ce chapitre est de concilier une modélisation assez fine pour reproduire le comportement dynamique des composants et des temps de calcul raisonnables.

Après des rappels sur la notion d'exergie et d'exergoéconomie, les hypothèses de modélisation et le langage utilisés sont présentés. Ensuite les modèles physiques, exergetiques et exergoéconomiques de chaque composant du système de réseau de chaleur sont détaillés.

II.2 Présentation des approches exergetique et exergoéconomique

Les travaux de cette thèse s'intéressent à l'étude du fonctionnement d'un réseau de chaleur par une approche exergoéconomique. Dans cette partie, la théorie de l'exergie ainsi que les principes de l'analyse exergetique et exergoéconomique sont détaillés. L'approche est purement thermomécanique, il n'y a donc pas de contribution chimique.

II.2.1 Rappels sur le premier et le second principe de la thermodynamique

Le premier principe de la thermodynamique exprime la conservation de l'énergie d'un système ouvert ou fermé tout au long de la transformation subie. Le deuxième principe de la thermodynamique introduit la notion d'entropie pour rendre compte de l'irréversibilité et du sens d'évolution de cette transformation. Il stipule que toute transformation irréversible d'un système thermodynamique conduit à une création d'entropie.

Soit un système ouvert à une température T et une pression P échangeant avec son milieu extérieur considéré comme un puit ultime (à la température T_0 et la pression P_0) un travail \dot{W}_0 et un flux de chaleur \dot{Q}_0 . Ce système échange avec d'autres systèmes des travaux \dot{W}_i , des flux de chaleur \dot{Q}_j et des flux de matière. Le système et les échanges décrits sont illustrés sur la Figure II-1.

D'après le premier principe, la variation d'énergie interne du système étudié est :

$$\frac{dU}{dt} = \dot{W}_0 + \sum_{i \neq 0} \dot{W}_i + \dot{Q}_0 + \sum_{j \neq 0} \dot{Q}_j + \sum_k \dot{m}_k \cdot h_k \quad (\text{II-1})$$

où \dot{m}_k est le débit massique du flux de matière échangé k et h_k son enthalpie massique. \dot{W}_0 représente le travail contre les forces de pression dû à la déformation des frontières du système, son expression est $-P_0 \cdot \frac{dV}{dt}$.

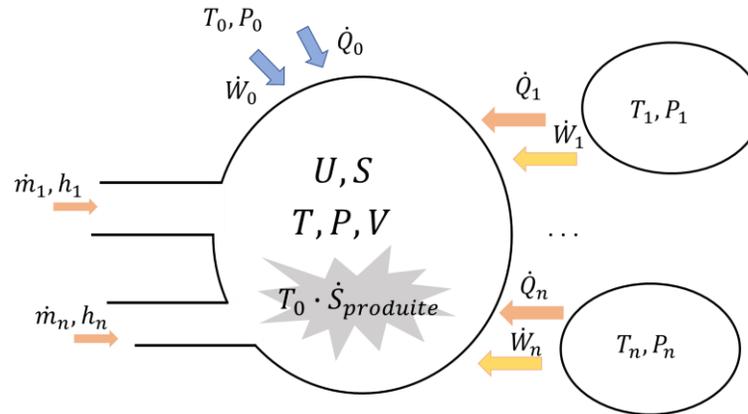


Figure II-1 - Schéma d'un système ouvert échangeant avec son milieu extérieur et n autres systèmes

Le deuxième principe appliqué au système considéré fourni :

$$\frac{dS}{dt} = \frac{\dot{Q}_0}{T_0} + \sum_{i \neq 0} \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum_j \dot{m}_j \cdot s_j + \dot{S}_{produite} \quad (\text{II-2})$$

où S est l'entropie du système et $\dot{S}_{produite}$ la production d'entropie.

II.2.2 Définition de l'exergie

L'exergie d'un système est définie comme le travail maximal récupérable théorique de sa transformation d'un état d'équilibre vers un état d'équilibre avec son environnement de référence. Ainsi, le bilan exergetique du système précédemment présenté est obtenu en soustrayant l'Eq(II-2) multipliée par T_0 à l'Eq(II-1) :

$$T_0 \cdot \dot{S}_{produite} = \sum_{i \neq 0} \dot{W}_i + \sum_{j \neq 0} \dot{Q}_j \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) + \sum_k \dot{m}_k \cdot (h_k - T_0 \cdot s_k) - \frac{d(U + P_0 \cdot V - T_0 \cdot S)}{dt} \quad (\text{II-3})$$

Comme il existe plusieurs formes d'énergie, il existe plusieurs formes d'exergie associées. Les formes d'exergie utilisées dans cette thèse peuvent être identifiées dans l'Eq(II-3) et sont illustrées sur la Figure II-2:

- l'exergie-chaleur : c'est l'exergie associée à un transfert de chaleur \dot{Q} venant d'une source à la température T . Son expression est :

$$\dot{E}x_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot \dot{Q} \quad (\text{II-4})$$

Cette expression illustre que la part du flux de chaleur convertible en travail dépend à la fois de la température de la source et de celle de l'environnement de référence T_0 .

- l'exergie-travail : c'est l'exergie associée à un travail \dot{W} . Son expression est :

$$\dot{E}x_W = \dot{W} \quad (\text{II-5})$$

Pour plus de clarté, dans la suite de cette thèse l'exergie-travail sera toujours notée \dot{W} . La notation $\dot{E}x_W$ ne sera pas utilisée.

- l'exergie-matière physique : c'est l'exergie de la partie physique d'un flux de matière. Il existe deux écritures possibles de l'exergie spécifique physique du flux de matière ex_{ph} . La première, qui est l'approche classique, est celle présente dans l'Eq(II-3) :

$$\dot{E}x_{ph} = \dot{m} \cdot ex_{ph} = \dot{m} \cdot (h - T_0 \cdot s) \quad (\text{II-6})$$

Le calcul de l'exergie avec cette approche n'a de sens que lors du calcul de la variation d'exergie pendant une transformation. Etant donnée qu'en analyse exergetique on a besoin de caractériser le contenu exergetique du flux de matière, son calcul par rapport à l'état de référence est requis :

$$\dot{E}x_{ph} = \dot{m} \cdot ex_{ph} = \dot{m} \cdot [(h - h_0) - T_0 \cdot [s - s_0]] \quad (\text{II-7})$$

Avec cette seconde écriture on retrouve bien qu'à l'état de référence, l'exergie du flux de matière est nulle. Dans la suite de cette thèse, l'écriture par l'Eq(II-7) sera utilisée.

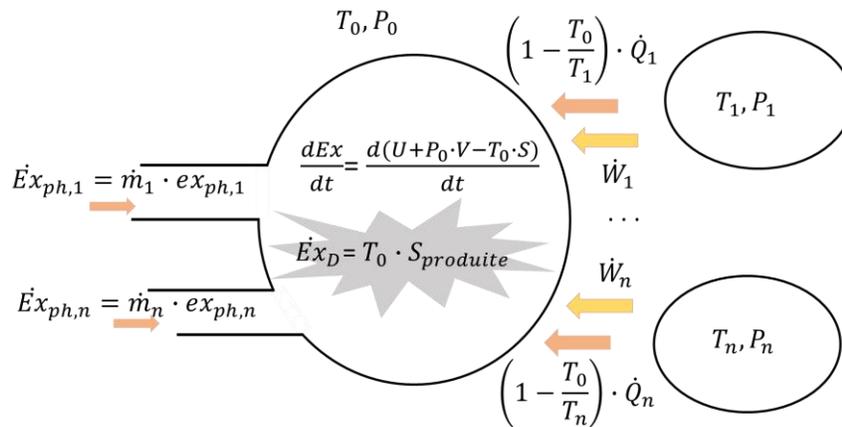


Figure II-2 - Schéma des exergies mises en jeu pour un système ouvert échangeant avec son milieu extérieur et n autres systèmes

Dans l'Eq(II-3) le terme $U + P_0 \cdot V - T_0 \cdot S$ correspond à l'exergie du système. En régime permanent sa variation est nulle. En revanche ce n'est pas le cas en régime dynamique, régime majoritairement considéré dans cette thèse.

Le membre de gauche de l'Eq(II-3) correspond aux irréversibilités du système. La conséquence exergetique de ces irréversibilités est la destruction d'exergie. Cette destruction est définie par :

$$\dot{E}x_D = T_0 \cdot \dot{S}_{produite} \quad (\text{II-8})$$

L'Eq(II-3) peut être écrite de façon plus générale sous la forme d'un bilan d'exergie en dynamique :

$$\frac{dEx}{dt} + \dot{E}x_D = \sum_{i \neq 0} \dot{W}_i + \sum_{j \neq 0} \dot{E}x_{Q,j} + \sum_k \dot{E}x_{ph,k} \quad (\text{II-9})$$

où Ex correspond à l'exergie du système. Ce bilan peut également être écrit en considérant les flux d'exergie entrants et sortants, quelle que soit leur forme :

$$\frac{dEx}{dt} + \dot{E}x_D = \sum_i \dot{E}x_{in,i} - \sum_j \dot{E}x_{out,j} \quad (\text{II-10})$$

En englobant le premier et le deuxième principe de la thermodynamique, la théorie de l'exergie permet de tenir compte non seulement de la quantité mais aussi la qualité des énergies mises en jeu, cette dernière étant dégradée par les irréversibilités des transformations. Comme illustré par l'Eq(II-8), ces irréversibilités causent de la destruction d'exergie. Ainsi la possibilité de quantifier la destruction d'exergie permet rendre compte de la dégradation de l'énergie du système lors des transformations subies.

Comme le montrent les Eq(II-4) et (II-6)-(II-9), le calcul des exergies mises en jeu lorsqu'un système subit une transformation requiert la définition d'un état de référence, dont les grandeurs associées sont usuellement notées avec un indice 0. Afin de pouvoir comparer les exergies impliquées dans différents processus, une attention particulière doit être portée à la définition de l'état de référence. Cet état doit être celui d'un réservoir infini à température, pression et composition chimique constante qui ne sera pas perturbé par la transformation du système. Le choix de cet état peut être basé sur plusieurs critères tels que les conditions nominales ou des valeurs moyennes sur la durée étudiée. Rosen et Dincer [64] ont étudié la sensibilité des résultats de l'analyse exergetique d'un système à la variation de la définition de l'état de référence, sans prendre en compte la composition chimique de l'exergie. D'après ces auteurs, ces résultats montrent que la sensibilité est faible lorsque les variations des propriétés de l'état de référence restent raisonnables en comparaison avec les valeurs des propriétés du système.

II.2.3 Analyse exergetique et exergoéconomique

L'analyse exergetique d'un système consiste en l'évaluation de la destruction d'exergie et des pertes d'exergie au cours des processus ayant lieu dans le système. Cette analyse a lieu à l'échelle du système global et de ses composants. Elle permet de localiser des irréversibilités et d'en estimer l'ampleur. Pour aller plus loin, il est intéressant de pouvoir estimer le coût économique de ces pertes et destructions ainsi que le coût de production des produits issus des différents processus. C'est ce que permet l'analyse exergoéconomique.

II.2.3.1 Approche F-P-L

L'approche F-P-L établie par Tsatsaronis [65] présente une méthodologie systématique pour mener des analyses exergetiques et exergoéconomiques dans des systèmes énergétiques. Elle consiste à attribuer une fonction (Produit, Fuel ou pertes) aux flux d'exergie selon le résultat attendu du processus et les ressources utilisées pour obtenir ce résultat. Le Produit (P) est l'ensemble des flux qui résultent du processus et qui sont utilisés par la suite. Le Fuel (F) est l'ensemble des flux de ressources consommées pour que le processus ait lieu. Les pertes (L) sont l'ensemble des flux de matière ou d'énergie sortant du système et non valorisés par la suite. Avec cette approche le bilan exergetique de l'équation (II-9) peut être mis sous la forme (Figure II-3) :

$$\dot{E}x_D = \dot{E}x_F - \dot{E}x_P - \dot{E}x_L \quad (\text{II-11})$$

L'efficacité exergetique d'un processus est définie comme le rapport de l'exergie utile sur l'exergie fournie au système :

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_P}{\dot{E}x_F} \quad (\text{II-12})$$

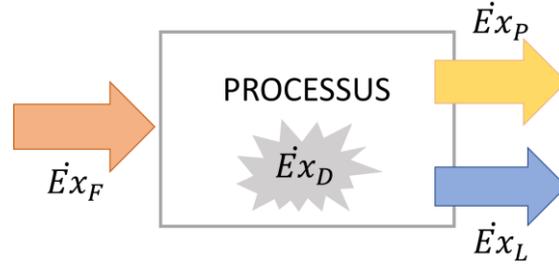


Figure II-3 – Illustration des exergies mises en jeu lors de l'application de l'approche F-P-L à un processus

Le calcul de l'efficacité exergetique des processus se produisant dans un système permet d'identifier les sous-systèmes inefficaces car sièges d'irrégularités. Un faible rendement révèle que le processus associé détruit beaucoup d'exergie et par conséquent dégrade l'énergie. Au contraire un processus avec un rendement élevé signifie que la qualité de l'énergie est peu dégradée lors de sa conversion. L'évaluation du coût monétaire de cette dégradation d'énergie se fait en ajoutant à l'analyse exergetique une composante économique, c'est l'exergoéconomie.

II.2.3.2 Définition de l'exergoéconomie et application de l'approche F-P-L

L'exergoéconomie permet d'associer un coût spécifique c_i à chaque flux d'exergie $\dot{E}x_i$ mis en jeu dans un process. Le produit de ces deux grandeurs donne le flux de coût \dot{C}_i :

$$\dot{C}_i = c_i \cdot \dot{E}x_i \quad (\text{II-13})$$

Cette valeur représente le coût total nécessaire à la production de ce flux. Un bilan exergoéconomique peut alors être écrit pour chaque composant d'un système étant le siège d'un processus. Ainsi chaque flux d'exergie présent dans l'Eq(II-9) a un flux de coût associé. Le bilan exergoéconomique dynamique appliqué au système considéré en II.2.1 est alors :

$$\frac{dC}{dt} = \sum_{i \neq 0} c_{w,i} \cdot \dot{W}_i + \sum_{j \neq 0} c_{Q,j} \cdot \dot{E}x_{Q,j} + \sum_k c_k \cdot \dot{E}x_{ph,k} + \dot{Z} \quad (\text{II-14})$$

où \dot{Z} est le coût annualisé du système. A l'instar du bilan exergetique, ce bilan peut être écrit sous la même forme que l'Eq(II-10) :

$$\frac{dC}{dt} = \sum_i \dot{C}_{in,i} + \sum_j \dot{C}_{out,j} + \dot{Z} \quad (\text{II-15})$$

où $\dot{C}_{in,i}$ est le flux de coût associé au flux d'exergie entrant i et $\dot{C}_{out,j}$ celui associé au flux d'exergie sortant j . Mise en forme avec l'approche F-P-L l'Eq(II-14) s'écrit (Figure II-4):

$$\dot{C}_P = \dot{C}_F + \dot{Z} - \dot{C}_L \quad (\text{II-16})$$

Le coût du Produit \dot{C}_P est la somme du coût du combustible \dot{C}_F et du coût annualisé du système \dot{Z} minimisée du coût associé aux pertes considérées dans le processus \dot{C}_L .

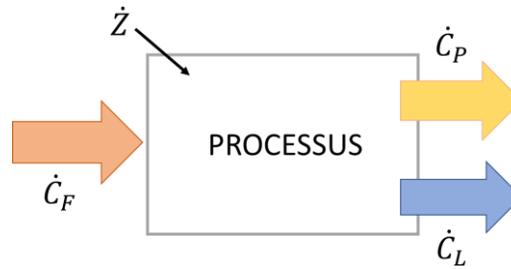


Figure II-4 - Illustration des coûts mis en jeu lors de l'application de l'approche F-P-L à un processus

Il existe plusieurs façons de modéliser le coût annualisé du système qui comprend le coût d'investissement du composant et son coût de fonctionnement (hors combustible) et de maintenance [66]. Le coût de fonctionnement et de maintenance peut-être approximé par un pourcentage du coût d'investissement ([62,67,68]) auquel une part variable dépendant du Produit du composant peut être ajoutée. Dans cette thèse, un modèle simple ne tenant pas compte du coût de fonctionnement et de maintenance est utilisé. Le coût d'investissement annualisé pris égal au coût d'investissement Z amorti sur une durée égale à la durée de vie du système n avec un taux d'intérêt i :

$$\dot{Z} = Z \cdot \frac{i \cdot (1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1} \quad (\text{II-17})$$

Le coût d'investissement annualisé calculé par l'Eq(II-17) est en €/an. Il peut être converti en euro par heure de fonctionnement du système associé en le divisant par le temps de fonctionnement de ce système. Ceci permet de rapporter le coût d'investissement du système à son temps d'utilisation.

Le coût spécifique du Fuel c_F représente le coût moyen auquel chaque unité d'exergie de Fuel est fournie au système :

$$c_F = \frac{\dot{C}_F}{\dot{E}x_F} \quad (\text{II-18})$$

De la même manière, le coût spécifique du Produit c_P représente le coût moyen auquel chaque unité d'exergie de Produit du système est générée :

$$c_P = \frac{\dot{C}_P}{\dot{E}x_P} \quad (\text{II-19})$$

Avec ces définitions, l'équation (II-16) peut être réécrite sous la forme :

$$c_P \cdot \dot{E}x_P = c_F \cdot \dot{E}x_F + \dot{Z} - \dot{C}_L \quad (\text{II-20})$$

Le bilan présenté dans l'équation (II-14) est applicable à tout système et sous-système. En considérant les flux de coût entrants connus car égaux à ceux sortant du sous-système précédent ou à leur prix d'achat, les inconnues à déterminer sont les flux de coûts sortant du sous-système considéré. S'il y a plusieurs flux d'exergie sortants, sa résolution nécessite une ou plusieurs équations auxiliaires. Deux principes, nommés dans la littérature F-rule et P-rule [69] ou F-principe et P-principe [58], permettent d'établir ces équations auxiliaires via l'approche F-P-L.

D'après Lazzareto et Tsatsaronis [66], la F-rule stipule que le coût spécifique du flux sortant d'un Fuel est pris égal à la moyenne pondérée des coûts spécifique en entrée de ce même Fuel. L'application de cette règle fourni une équation auxiliaire pour chaque flux sortant (Figure II-5). Avec

un raisonnement similaire, toujours d’après Lazzareto et Tsatsaronis [66], la P-rule stipule que chaque unité d’exergie est fournie à n’importe quel flux associé au Produit au même coût moyen. Dans la mesure où chaque flux auquel de l’exergie est fournie correspond à flux sortant, la P-rule fournit toujours un nombre d’équations auxiliaires égal au nombre de flux d’exergie sortant inclus dans la définition du Produit moins un (Figure II-5).

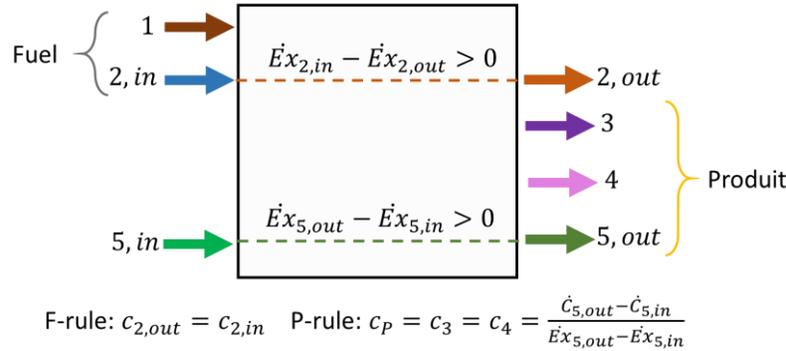


Figure II-5 – Schéma d’un composant siège d’une transformation thermodynamique et des flux d’exergie mis en jeu.

II.2.3.3 Indicateurs utilisés dans l’analyse exergoéconomique

Selon Tsatsaronis [65], l’analyse exergoéconomique d’un processus se base sur les grandeurs suivantes :

- l’efficacité exergetique η_{ex} ;
- l’exergie détruite $\dot{E}x_D$ et les pertes d’exergie $\dot{E}x_L$;
- le coût d’investissement annualisé \dot{Z} ;
- le coût associé à la destruction d’exergie \dot{C}_D ;
- la différence de coûts relative r ;
- le facteur exergoéconomique f .

Le calcul de l’efficacité exergetique (Eq(II-12)), de la destruction et des pertes d’exergie (Eq(II-11)) ainsi que celui du coût d’investissement annualisé (Eq(II-17)) ont déjà été présentés.

Coût associé aux pertes d’exergie. Tsatsaronis [65] propose trois approches de calcul pour le coût associé aux pertes. Il souligne qu’en général la distinction entre pertes et destruction d’exergie n’est nécessaire que pour peu de composants. Dans le cadre de cette thèse, le but des analyses exergoéconomiques n’est pas de quantifier ces pertes ni d’étudier comment les valoriser. Par conséquent, dans la suite de ce travail, les flux d’exergie associés aux pertes sont considérés comme de l’exergie détruite et n’apparaissent pas dans les analyses exergoéconomiques.

Coût associé à la destruction d’exergie. Dans l’optique d’une évaluation exergoéconomique des performances d’un système, il est nécessaire d’attribuer un coût à la destruction d’exergie, car, bien que celui-ci n’apparaisse pas dans le bilan présenté dans l’Eq(II-16), sa valeur impacte le coût

spécifique du Produit c_P . En effet à coût du Fuel \dot{C}_F et investissement \dot{Z} constants, la valeur de $\dot{E}x_P$ diminue si la destruction d'exergie augmente et par conséquent c_P augmente. Le coût associé à la destruction d'exergie \dot{C}_D peut être perçu de deux manières. Il peut être considéré comme un surcoût de Fuel dû à la quantité supplémentaire de Fuel à fournir au système pour couvrir la destruction d'exergie en considérant une quantité d'exergie Produit fixée : en d'autres termes la destruction d'exergie est vue comme de consommation superflue de Fuel. Dans ce cas le calcul de son coût est :

$$\dot{C}_D = c_F \cdot \dot{E}x_D \text{ avec } \dot{E}x_P \text{ constant} \quad (\text{II-21})$$

Le coût associé à la destruction d'exergie peut aussi être considéré comme une quantité monétaire perdue du côté du Produit à cause de la destruction d'exergie : l'exergie détruite est vue comme une perte de Produit dont le coût spécifique est c_P , le tout à flux d'exergie Fuel constant. Le coût associé à la destruction d'exergie est alors calculé ainsi :

$$\dot{C}_D = c_P \cdot \dot{E}x_D \text{ avec } \dot{E}x_F \text{ constant} \quad (\text{II-22})$$

La vraie valeur de \dot{C}_D se situe entre les deux valeurs obtenues par les Eqs(II-21) et (II-22). Elle pourrait être calculée en réalisant une étude détaillée de chaque sous-processus mis en jeu et en calculant son coût dans chacun. Cependant ceci est difficile à mettre en pratique [65]. Selon Tsatsaronis [65], pour des applications pratiques il est préférable d'utiliser l'équation (II-21) car elle représente une approche conservative par rapport aux coûts d'investissement optimaux requis. Par conséquent, cette approche est retenue dans le cadre de cette thèse.

Différence de coûts relative et facteur exergoéconomique. La différence de coûts relative r entre le coût spécifique du Produit et celui du Fuel est définie par :

$$r = \frac{c_P - c_F}{c_F} \quad (\text{II-23})$$

Cette grandeur permet d'évaluer l'accroissement du coût entre le Fuel et le Produit d'un processus, dû à l'investissement et à la destruction d'exergie. Le facteur exergoéconomique permet de déterminer le poids de chacune de ces deux contributions :

$$f = \frac{\dot{Z}}{\dot{Z} + c_F \cdot \dot{E}x_D} \quad (\text{II-24})$$

En effet, le facteur exergoéconomique f exprime le rapport du coût d'investissement sur le coût total (investissement et destruction d'exergie). Il peut également être vu comme le pourcentage de contribution du coût d'investissement à la différence de coûts relative. Ainsi dans une démarche d'évaluation des performances d'un système composé de plusieurs sous-systèmes, les sous-systèmes ayant les différences de coûts relatives les plus élevées doivent être particulièrement étudiés afin de comprendre les sources des surcoûts et pouvoir éventuellement proposer des améliorations. Par exemple, pour un sous-système ayant des valeurs de r et f élevées, l'investissement est important au regard du coût imputé à l'inefficacité du sous-système. Il serait alors intéressant de réduire l'investissement en réduisant l'efficacité du sous-système. A l'inverse, avec une valeur de r élevée mais un f faible, l'équipement est trop peu efficace. Il faudrait alors augmenter son efficacité en augmentant son investissement.

II.3 Hypothèses des modèles et langage de modélisation

Afin de concilier une modélisation multi-physique assez fine pour reproduire le comportement dynamique des composants et des temps de calcul raisonnables, les hypothèses suivantes sur le fluide sont faites :

- Les fluides intervenant dans le système restent à l'état liquide, avec des plages de température entre 10 et 140°C et des pressions entre 1 et 10 bars. Leurs propriétés thermophysiques sont donc considérées constantes et uniformes.
- Il n'y a pas d'accumulation de matière dans les composants.

Le langage utilisé pour la modélisation des composants d'un réseau de chaleur est le langage Modelica. Modelica est un langage de modélisation acausale orienté objet qui permet la simulation de systèmes multi-physiques. La modélisation est basée sur des équations algébriques, discrètes et différentielles [70]. La programmation orientée objet permet de modéliser des composants élémentaires thermiques, hydrauliques ou de contrôle et de les connecter entre eux pour former des modèles plus complexes. Elle permet aussi de réutiliser facilement des sous-composants et de s'en servir de base de modélisation. Il est ainsi possible de partir de composants existants, d'éventuellement enrichir le modèle physique et d'y ajouter les modèles exergétiques et exergoéconomique développés. La bibliothèque de base du langage, nommée *Modelica Standard Library* et développée par l'association Modelica [71], contient de très nombreux composants de domaines variés. On y trouve notamment des composants hydrauliques et thermiques ainsi que des modèles d'opérateurs mathématiques et logiques. Par ailleurs de nombreuses bibliothèques de composants hydrauliques et thermiques sont en libre-accès. La plus utilisée dans cette thèse est la bibliothèque *Buildings* développée par Mickael Wetter du laboratoire national Lawrence Berkeley de l'université de Californie [72]. Elle contient des modèles pour la modélisation de bâtiments et de systèmes énergétiques et de leur contrôle. Les composants des deux bibliothèques citées comportent les mêmes ports de connexion pour les fluides et les transferts de chaleur. Ceci permet d'assurer l'interopérabilité entre les composants issus de différentes bibliothèques.

Les modèles de composants d'un réseau de chaleur sont développés et implémentés avec le logiciel Dymola©, développé par Dassault Systèmes. Ce logiciel est un support de modélisation, de simulation et de visualisation des résultats de plus en plus utilisé par les industriels. Son utilisation pour le développement d'un modèle de réseau de chaleur augmente donc la possibilité de réutiliser le modèle ou une partie des composants pour d'autres projets.

II.4 Modélisation des chaudières

Les travaux de cette thèse n'ayant pas pour objectif une compréhension fine des phénomènes de combustion, une modélisation des chaudières d'un point de vue macroscopique et seulement énergétique est suffisante.

II.4.1 Modélisation énergétique à rendement constant

Un modèle de chaudière est développé sur la base du modèle *HeatExchangers.PrescribedOutlet* de la bibliothèque *Buildings.Fluid*. Le schéma de ce modèle est présenté sur la Figure II-6.

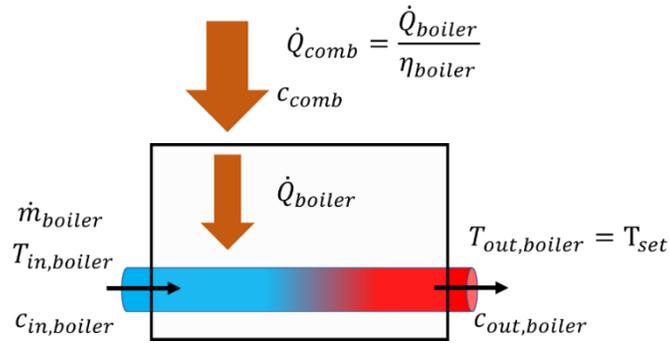


Figure II-6 - Schéma du modèle de chaudière utilisé

Le modèle de chaudière de la bibliothèque *Buildings.Fluid* permet d'imposer une température de consigne T_{set} et d'obtenir en sortie la puissance fournie au fluide \dot{Q}_{boiler} :

$$\dot{Q}_{boiler} = \dot{m}_{boiler} \cdot c_p \cdot (T_{set} - T_{in,boiler}) \quad (\text{II-25})$$

\dot{m}_{boiler} est le débit massique du fluide dans la chaudière, c_p la capacité thermique massique à pression constante du fluide et $T_{in,boiler}$ la température du fluide entrant dans la chaudière. L'inertie thermique est négligée pour ce premier modèle. Afin d'avoir accès à la consommation de combustible par la chaudière, l'équation calculant la puissance consommée en fonction du rendement de la chaudière η_{boiler} et de la puissance fournie au fluide est ajoutée au modèle existant (Figure II-6):

$$\dot{Q}_{comb} = \frac{\dot{Q}_{boiler}}{\eta_{boiler}} \quad (\text{II-26})$$

Dans ce modèle, le rendement est un paramètre fixe et indépendant du taux de charge de la chaudière. La seule contrainte sur la chaleur fournie au fluide est sa capacité nominale $\dot{Q}_{boiler,nom}$ qui ne peut être dépassée.

Ce modèle très simple permet de modéliser une chaudière ayant des temps de réponse aux appels de puissance négligeables et un rendement peu sensible au taux de charge, par exemple une chaudière à gaz. Pour une chaudière ne convenant pas à cette description, un modèle prenant en compte la dynamique du système est développé.

II.4.2 Modélisation énergétique dynamique

Suivant le type de combustible utilisé des contraintes supplémentaires sont à prendre en compte dans la modélisation de la chaudière. Par conséquent un second modèle de chaudière est développé, sur la base de celui présenté en II.4.1. La première modification intègre un calcul du rendement de l'équipement en fonction de son taux de charge avec une fonction polynomiale d'ordre 1 :

$$\eta_{boiler} = k_1 + k_2 \cdot y_{TDC} \quad (\text{II-27})$$

où k_1 et k_2 sont des paramètres de l'équipement. Le taux de charge y_{TDC} est calculé à partir du rendement nominal de la chaudière $\eta_{boiler,nom}$ des coefficients k_1 et k_2 et des puissances fournies \dot{Q}_{boiler} et nominale $\dot{Q}_{boiler,nom}$:

$$y_{TDC} = \frac{-k_1 + \sqrt{k_1^2 + 4 \cdot k_2 \cdot \frac{\dot{Q}_{boiler} \cdot \eta_{boiler,nom}}{\dot{Q}_{boiler,nom}}}}{2 \cdot k_2} \quad (II-28)$$

Le détail du calcul menant à l'Eq(II-28) est présenté en Annexe 1. La seconde modification porte sur la puissance de fonctionnement minimale de la chaudière. Une borne inférieure est ajoutée afin que lorsque la chaudière est en marche, sa puissance ne puisse être inférieure à sa puissance minimale $\dot{Q}_{boiler,min}$.

En plus des contraintes physiques, les contraintes opérationnelles d'une chaudière et son inertie sont prises en compte. Le modèle présenté en II.4.1 ne prend pas en compte l'inertie thermique de l'équipement. Or celle-ci impose des rampes de variation de puissance, en montée en charge comme en descente. Dans un souci de compromis entre modélisation fine et temps de calculs faibles, ces rampes sont considérées uniquement lors de la mise en marche et de l'arrêt de la chaudière. Pour ce faire une durée de mise en marche t_{toMax} et une d'arrêt t_{toOff} sont définies (Figure II-7a). Lors de sa mise en marche la puissance fournie par la chaudière augmente linéairement de 0 au minimum technique $\dot{Q}_{boiler,min}$ en une durée t_{toMin} égale à :

$$t_{toMin} = \frac{\dot{Q}_{boiler,min}}{\dot{Q}_{boiler,nom}} \cdot t_{toMax} \quad (II-29)$$

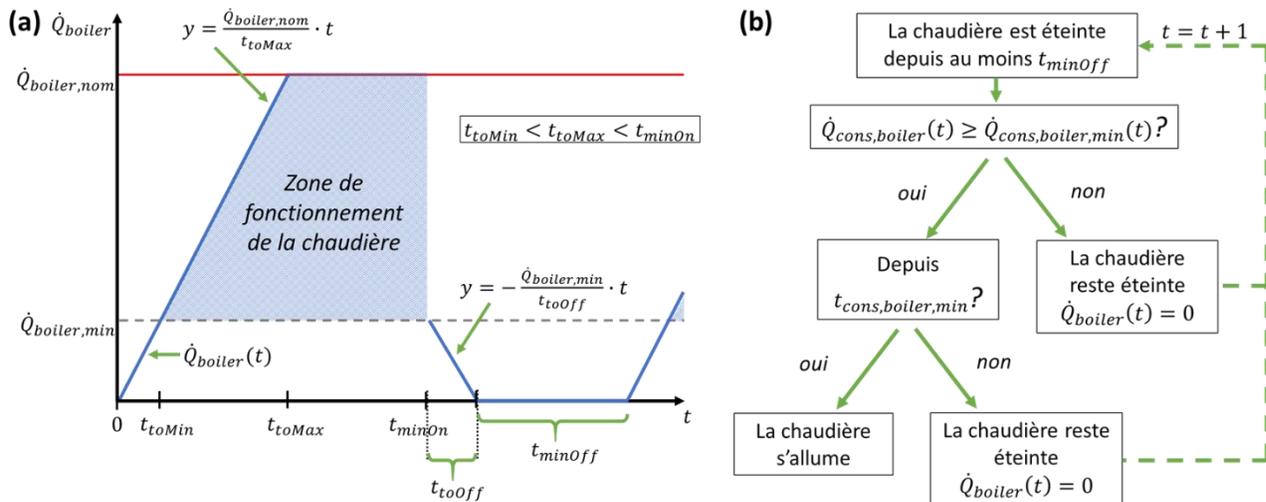


Figure II-7 – Puissance produite par la chaudière en fonction de ses contraintes de fonctionnement (a) et contraintes sur le démarrage de la chaudière (b)

Entre les instants t_{toMin} et t_{toMax} la vitesse d'augmentation de la puissance fournie est limitée à $\frac{\dot{Q}_{boiler,nom}}{t_{toMax}}$. En revanche aucune contrainte n'est imposée sur la diminution de puissance, tant que la puissance reste supérieure ou égale au minimum technique. Par ailleurs, les temps de fonctionnement et d'arrêt de la chaudière sont minorés pour prévenir les oscillations entre marche et arrêt qui ne reflètent pas la réalité pour certains types de chaudière. Une durée minimale de marche t_{minOn} et une d'arrêt t_{minOff} sont ainsi ajoutées dans les paramètres du modèle. Toutes ces contraintes énoncées sont illustrées sur la Figure II-7a. Enfin, afin d'éviter que la chaudière soit allumée pour couvrir un court pic de demande, une contrainte sur sa mise en marche est ajoutée. La mise en œuvre de cette

contrainte nécessite de renseigner une puissance de consigne seuil $\dot{Q}_{cons,boiler,min}$ et un temps minimal pendant lequel ce seuil doit être atteint $t_{cons,boiler,min}$. Lors que la chaudière est éteinte, la chaleur à produire par la chaudière, représentée par une puissance de consigne, doit avoir atteint la valeur seuil depuis au moins la durée $t_{cons,boiler,min}$ pour pouvoir allumer la chaudière. Cette contrainte est illustrée sur la Figure II-7b.

II.4.3 Modélisation exergétique et exergoéconomique

Les ajouts modélisant le comportement dynamique d'une chaudière présenté en II.4.2 ne modifient pas le bilan énergétique et entropique. Par conséquent le modèle exergoéconomique développé dans cette partie s'applique aux deux modèles de chaudière présentés précédemment.

Le bilan exergétique appliqué à ces modèles de chaudière donne :

$$\dot{E}x_D = \dot{E}x_{in,boiler} - \dot{E}x_{out,boiler} + \dot{E}x_{comb} \quad (II-30)$$

où $\dot{E}x_{in,boiler}$ est l'exergie du fluide entrant dans la chaudière, $\dot{E}x_{out,boiler}$ celle du fluide sortant et $\dot{E}x_{comb}$ celle du combustible. L'exergie du combustible est égale au débit de combustible \dot{m}_{comb} multiplié par son exergie chimique spécifique $ex_{chim,comb}$.

L'analyse F-P-L conduit à :

$$\dot{E}x_F = \dot{E}x_{comb} = \dot{m}_{comb} \cdot ex_{chim,comb} \quad (II-31)$$

$$\dot{E}x_P = \dot{E}x_{out,boiler} - \dot{E}x_{in,boiler} \quad (II-32)$$

Le bilan économique appliqué au modèle de chaudière est :

$$\dot{C}_{in,boiler} - \dot{C}_{out,boiler} = \dot{C}_{comb} + \dot{Z}_{boiler} \quad (II-33)$$

où $\dot{C}_{in,boiler}$ est le flux de coût de l'exergie du fluide entrant dans la chaudière, $\dot{C}_{out,boiler}$ celui de l'exergie du fluide sortant, \dot{C}_{comb} celui de l'exergie du combustible et \dot{Z}_{boiler} le coût d'investissement annualisé horaire de la chaudière. Dans la mesure où l'exergie du combustible est assimilée à son Pouvoir Calorifique Inférieur (PCI), son coût spécifique est égal au coût spécifique du combustible c_{comb} (Figure II-6). Il découle alors de l'analyse F-P-L et de l'Eq(II-33) :

$$c_F = \frac{\dot{C}_{comb}}{\dot{E}x_{comb}} = c_{comb} \quad (II-34)$$

$$c_P = \frac{c_{comb} \cdot \dot{m}_{comb} \cdot PCI_{comb} + \dot{Z}_{boiler}}{\dot{E}x_{out,boiler} - \dot{E}x_{in,boiler}} \quad (II-35)$$

II.5 Modélisation des capteurs solaires

Un champ solaire thermique est composé de plusieurs capteurs solaires thermiques, reliés entre eux en série et/ou en parallèle, dans lesquels circule un fluide caloporteur. Les capteurs absorbent l'énergie solaire et la transfèrent au fluide. Le modèle développé dans cette thèse est un modèle de capteur solaire plan vitré. Sur la base de ce modèle de capteur unitaire spécifique (i.e. caractéristiques obtenues par m² de capteur), la modélisation d'un champ solaire entier est obtenue en multipliant la puissance spécifique par l'aire totale du champ solaire.

II.5.1 Modélisation énergétique

Le modèle de capteur solaire réalisé est basé sur celui proposé par Osorio & Carvalho [73] selon la norme européenne EN 12975 sur la base de la méthode d'essai en régime permanent. La Figure II-8 illustre ce modèle. L'énergie utile spécifique captée par un capteur d'une surface A_p recevant un ensoleillement avec un angle d'incidence θ s'exprime sous la forme :

$$\frac{\dot{Q}_{coll}(\theta)}{A_p} = \eta_0 \cdot [K_b(\theta) \cdot G_b + K_d \cdot G_d] - a_1 \cdot (T_{mean} - T_{amb}) - a_2 \cdot (T_{mean} - T_{amb})^2 - c_{eff} \cdot \frac{dT_{mean}}{dt} \quad (\text{II-36})$$

où $\dot{Q}_{coll}(\theta)$ est la puissance solaire reçue par le fluide, G_b et G_d l'ensoleillement direct et diffus dans le plan du capteur, $K_b(\theta)$ et K_d l'angle d'incidence modifié (IAM) associé à l'ensoleillement direct et diffus, T_{amb} la température du milieu extérieur et η_0 , a_1 , a_2 et c_{eff} des caractéristiques techniques des capteurs (Figure II-8). Les valeurs de ces paramètres utilisées dans ce travail sont en Annexe 1.

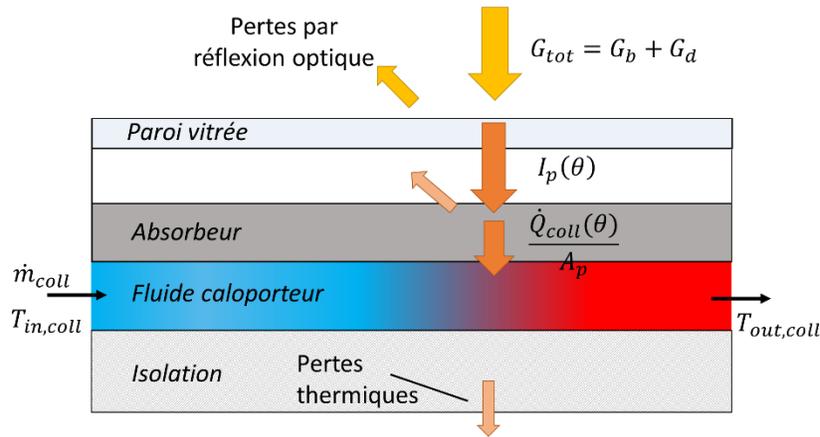


Figure II-8 - Schéma du modèle physique de capteur solaire thermique utilisé

T_{mean} est la température moyenne du fluide dans le capteur et est supposée égale à la moyenne entre la température d'entrée $T_{in,coll}$ et de sortie du capteur $T_{out,coll}$:

$$T_{mean} = \frac{T_{in,coll} + T_{out,coll}}{2} \quad (\text{II-37})$$

Dans l'Eq(II-36) le terme $c_{eff} \cdot \frac{dT_{mean}}{dt}$ représente l'inertie du capteur solaire. Sa prise en compte est indispensable pour rendre compte de la dynamique des capteurs solaires, notamment lors des phases transitoires de mise en marche et d'arrêt. L'inclinaison des capteurs par rapport au sol et leur répartition étant supposées choisies de manière à limiter les effets d'ombre, ceux-ci ne sont pas pris en compte dans ce modèle.

La quantité d'énergie transmise et absorbée par un capteur solaire à travers la paroi vitrée et l'absorbeur $I_p(\theta)$ dépend de l'ensoleillement et de l'angle d'incidence des rayons. L'ensoleillement global sur une surface est la somme de deux composantes, une directe et une diffuse. Dans cette thèse, l'ensoleillement diffus G_d est calculé en soustrayant la composante directe G_b à l'ensoleillement global G_{tot} , on a donc :

$$G_d = G_{tot} - G_b \quad (\text{II-38})$$

Les rayons du soleil atteignent les capteurs avec un angle d'incidence θ . Cet angle dépend de la position du soleil et change tout au long de la journée et de l'année. Or les performances optiques des capteurs varient avec cet angle d'incidence et par conséquent le rendement sans pertes thermiques du capteur diffère de la valeur η_0 indiquée par le constructeur. Afin de prendre en compte ce phénomène, un angle d'incidence modifié est défini pour chacune des composantes de l'ensoleillement. Ceci permet de calculer le flux solaire absorbé par un capteur recevant un ensoleillement avec un angle d'incidence θ ainsi :

$$I_p(\theta) = \eta_0 \cdot [K_b(\theta) \cdot G_b + K_d \cdot G_d] \quad (\text{II-39})$$

$K_b(\theta)$ dépend de l'angle θ tandis que K_d est constant. Ces deux grandeurs dépendent du modèle de capteur et sont fournies par le constructeur.

Le bilan d'énergie au niveau du fluide dans le capteur est :

$$\dot{m}_{coll} \cdot c_p \cdot (T_{out,coll} - T_{in,coll}) = \dot{Q}_{coll}(\theta) \quad (\text{II-40})$$

où c_p est la capacité thermique massique du fluide et \dot{m}_{coll} son débit dans le capteur.

II.5.2 Modélisation exergetique et exergoéconomique

Les exergies mises en jeu dans un capteur solaire sont celle du fluide entrant et sortant et celle associée au flux solaire absorbé. Différentes expressions de cette dernière sont proposées dans la littérature, chacune différant par les hypothèses et approximations faites. Selon Kalogirou et al. [74] il existe deux approches pour déterminer l'exergie solaire. Dans la première, l'expression de l'exergie solaire découle des principes thermodynamiques alors que la seconde est basée sur des études empiriques. Les expressions présentées dans la suite sont toutes issues de la première approche. La formulation la plus simple est proposée par Jeter [75] qui considère le flux solaire transmis à l'absorbeur comme un simple transfert de chaleur à la température apparente du corps noir du soleil :

$$\dot{E}x_{sun} = A_p \cdot I_p(\theta) \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{sun}}\right) \quad (\text{II-41})$$

où T_{sun} est la température du soleil, en général prise égale à 5 770 K [76].

L'approche proposée par Spanner [77] considère le flux solaire comme un flux radiatif dont la source est à la température apparente du corps noir du soleil. Dans ce cas, l'expression du flux d'entropie \dot{S}_{sun} associé découle de l'intégration sur le spectre de longueur d'onde de l'expression de l'entropie monochromatique calculée par Planck à partir de la mécanique statistique à l'équilibre :

$$\dot{S}_{sun} = \frac{4}{3} \cdot \frac{G_{tot}}{T_{sun}} \quad (\text{II-42})$$

L'exergie associé au flux solaire transmis $A_p \cdot I_p(\theta)$ est alors :

$$\dot{E}x_{sun} = A_p \cdot I_p(\theta) \cdot \left(1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{T_0}{T_{sun}}\right) \quad (\text{II-43})$$

Dans sa formule exprimant l'exergie solaire, Petela [78] prend en compte le rayonnement solaire extra-atmosphérique et l'assimile au rayonnement du corps noir [76]. L'expression de l'exergie solaire transmise est alors :

$$\dot{E}x_{sun} = A_p \cdot I_p(\theta) \cdot \left(1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{T_0}{T_{sun}} + \frac{1}{3} \cdot \frac{T_0^4}{T_{sun}^4} \right) \quad (\text{II-44})$$

Ces trois approches ont été discutées par Bejan [79] et Petela [80]. Ce dernier a montré que pour des températures radiatives élevées les résultats obtenus par les approches des Eqs(II-43) et (II-44) sont similaires. Par conséquent, dans un souci de réduction du temps de calcul, l'approche proposée par Spanner [77] est retenue pour le modèle exergetique du capteur.

En utilisant l'expression de l'exergie solaire de l'Eq(II-43), le bilan d'exergie appliqué au capteur (Figure II-9) s'écrit:

$$\dot{E}x_D = A_p \cdot I_p(\theta) \cdot \left(1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{T_0}{T_{sun}} \right) + \dot{E}x_{in,coll} - \dot{E}x_{out,coll} \quad (\text{II-45})$$

où $\dot{E}x_{in,coll}$ est l'exergie du fluide entrant dans le capteur et $\dot{E}x_{out,coll}$ celle du fluide sortant du capteur (Figure II-9). Le Fuel est le flux solaire et le Produit l'augmentation de la température du fluide entre l'entrée et la sortie du capteur. Les expressions des exergies Fuel et Produit sont alors :

$$\dot{E}x_F = \dot{E}x_{sun} = A_p \cdot I_p(\theta) \cdot \left(1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{T_0}{T_{sun}} \right) \quad (\text{II-46})$$

$$\dot{E}x_P = \dot{E}x_{out,coll} - \dot{E}x_{in,coll} \quad (\text{II-47})$$

$$\dot{E}x_{sun} = A_p \cdot I_p(\theta) \cdot \left(1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{T_0}{T_{sun}} \right)$$

$T_{sun} = 5\,770\text{ K} \quad c_{sun} = 0$

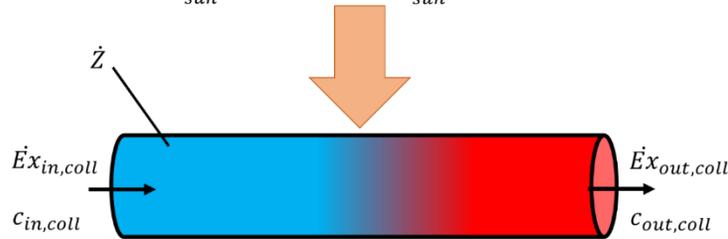


Figure II-9 – Schéma du modèle exergetique et exergoéconomique du capteur solaire thermique

Le bilan exergoéconomique appliqué au même système est :

$$c_{out,coll} \cdot \dot{E}x_{out,coll} - c_{in,coll} \cdot \dot{E}x_{in,coll} = c_{sun} \cdot \dot{E}x_{sun} + \dot{Z}_{coll} \quad (\text{II-48})$$

où $c_{out,coll}$ est coût spécifique de l'exergie fluide en sortie de capteur, $c_{in,coll}$ celui de l'exergie du fluide en entrée de capteurs et \dot{Z}_{coll} le coût d'investissement annualisé horaire du capteur (Figure II-9). c_{sun} représente le flux de coût de l'exergie solaire. Il est usuellement considéré nul en tenant compte de la gratuité de l'énergie solaire et donc de l'exergie associée. Il découle de l'application de l'analyse F-P-L à l'Eq(II-48) :

$$c_F = c_{sun} = 0 \quad (\text{II-49})$$

$$c_P = \frac{c_{sun} \cdot \dot{E}x_{sun} + \dot{Z}_{coll}}{\dot{E}x_{in,coll} - \dot{E}x_{out,coll}} \quad (\text{II-50})$$

II.6 Modélisation de l'échangeur de chaleur

On considère un échangeur de chaleur ayant pour but de transférer la chaleur d'un fluide primaire vers un fluide secondaire. La capacité thermique du fluide primaire ($m_1 \cdot c_{p,1}$) est supposée inférieure à celle du fluide secondaire. Le modèle physique et le modèle exergoéconomique d'un tel échangeur sont présentés ci-dessous.

II.6.1 Modélisation énergétique

Le modèle physique d'échangeur de chaleur utilisé est le modèle *ConstantEffectiveness* de la bibliothèque *Buildings.Fluid*. Ce modèle modélise le transfert de chaleur en utilisant uniquement une efficacité thermique constante ε_{HX} et la puissance théorique maximale de l'échangeur. Son utilisation est donc avantageuse en termes de temps de calcul requis et ne nécessite pas de renseigner une surface d'échange. Un schéma illustrant le modèle est présenté en Figure II-10. Les équations de ce modèle ne prennent pas en compte le sens de circulation d'un fluide vis-à-vis de l'autre. Ce modèle peut donc être utilisé aussi bien pour un échangeur de chaleur à contre-courant qu'à courants parallèles. L'échangeur de chaleur étant supposé adiabatique, il est modélisé par :

$$\dot{Q}_{HX} = \varepsilon_{HX} \cdot \dot{Q}_{HX,max} = \dot{m}_1 \cdot c_{p,1} \cdot (T_{in,1} - T_{out,1}) = \dot{m}_2 \cdot c_{p,2} \cdot (T_{out,2} - T_{in,2}) \quad (\text{II-51})$$

$$\dot{Q}_{HX,max} = \dot{m}_1 \cdot c_{p,1} \cdot (T_{in,1} - T_{in,2}) \quad (\text{II-52})$$

où $T_{in,1}$ et $T_{in,2}$, respectivement $T_{out,1}$ et $T_{out,2}$, sont les températures des fluides 1 et 2 entrants, respectivement sortants. $c_{p,1}$ et $c_{p,2}$ sont les capacités thermiques massiques à pression constante des fluides 1 et 2. $\dot{Q}_{HX,max}$ est la puissance théorique maximale de l'échangeur. Elle est atteinte lorsque le fluide avec la capacité thermique la plus faible sort à la température d'entrée de l'autre fluide. L'efficacité thermique ε_{HX} doit être renseignée dans les paramètres du modèle.

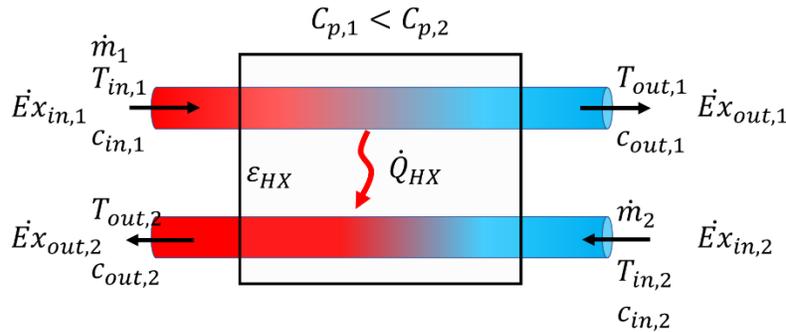


Figure II-10 - Schéma du modèle d'échangeur de chaleur utilisé

II.6.2 Modélisation exergétique et exergoéconomique

D'après l'Eq(II-9) et les hypothèses faites dans le modèle énergétique, le bilan d'exergie du système s'écrit :

$$\dot{E}x_D = \dot{E}x_{in,1} + \dot{E}x_{in,2} - \dot{E}x_{out,1} - \dot{E}x_{out,2} \quad (\text{II-53})$$

où $\dot{E}x_{in,1}$ et $\dot{E}x_{in,2}$, respectivement $\dot{E}x_{out,1}$ et $\dot{E}x_{out,2}$, sont les exergies des fluides 1 et 2 entrant, respectivement sortant. Le but de l'échangeur étant de réchauffer le fluide 2 en prélevant la chaleur

du fluide 1, l'approche F-P-L définit le fluide 1 comme le Fuel et le fluide 2 comme le Produit. On obtient ainsi :

$$\dot{E}x_F = \dot{E}x_{in,1} - \dot{E}x_{out,1} \quad (\text{II-54})$$

$$\dot{E}x_P = \dot{E}x_{out,2} - \dot{E}x_{in,2} \quad (\text{II-55})$$

Le bilan exergoéconomique du système s'écrit alors :

$$\dot{C}_{out,2} - \dot{C}_{in,2} = \dot{C}_{in,1} - \dot{C}_{out,1} + \dot{Z}_{HX} \quad (\text{II-56})$$

où $\dot{C}_{in,1}$ et $\dot{C}_{in,2}$, respectivement $\dot{C}_{out,1}$ et $\dot{C}_{out,2}$, sont les flux de coût associées aux exergies des fluides 1 et 2 entrant, respectivement sortant (Figure II-10). \dot{Z}_{HX} le coût d'investissement annualisé horaire de l'échangeur de chaleur.

Les coûts spécifiques des flux entrant $c_{in,1}$ et $c_{in,2}$ étant supposés connus car égaux aux coûts de sortie des composants précédents, la résolution de l'Eq(II-56) nécessite de faire une hypothèse sur le coût spécifique du flux sortant côté fluide primaire $c_{out,1}$. Ce coût spécifique étant celui du flux sortant d'un Fuel, d'après la F-rule énoncée en II.2.3.2, il est égal à la moyenne pondérée des coûts spécifique en entrée de ce même Fuel. Ici le seul coût spécifique en entrée de ce Fuel est $c_{in,1}$ (Figure II-10). On obtient donc : $c_F = c_{out,1} = c_{in,1}$. Le coût spécifique du Produit est alors calculé ainsi :

$$c_P = \frac{\dot{C}_P}{\dot{E}x_P} = \frac{c_{in,1} \cdot (\dot{E}x_{in,1} - \dot{E}x_{out,1}) + \dot{Z}_{HX}}{\dot{E}x_{out,2} - \dot{E}x_{in,2}} \quad (\text{II-57})$$

II.7 Modélisation du stockage journalier

Le stockage journalier est un réservoir de chaleur sensible pouvant fonctionner en charge ou en décharge ou être au repos. Il permet de déphaser la production et la distribution de chaleur en la stockant.

II.7.1 Modélisation énergétique

Le modèle utilisé pour le stockage journalier est issu du modèle *Storage.Stratified* de la bibliothèque *Buildings.Fluid*. Ce modèle prend en compte la stratification du volume en discrétisant verticalement le ballon en couches via une approche multi-nodale : les bilans de masse et d'énergie sont résolus en dynamique pour chaque couche (Figure II-11). De plus, la température est uniforme dans chaque couche et le volume du fluide est supposé constant. Le ballon est ainsi composé de n couches de volume identique, de hauteur $\Delta l = \frac{l}{n}$ et de masse $m = \frac{\rho_{fl} \cdot V_{sto}}{n}$.

Le bilan de conservation de l'énergie pour les couches 2 à n-1 découle du premier principe pour un système ouvert :

$$\forall i \in [2; n - 1]$$

$$\frac{dU_i(t)}{dt} = UA_{coté} \cdot (T_{amb}(t) - T_i(t)) + \left(\frac{\lambda_{fl} \cdot A_{sto}}{\Delta l} + \dot{m} \cdot c_P \right) \cdot (T_{i-1}(t) - 2 \cdot T_i(t) + T_{i+1}(t)) \quad (\text{II-58})$$

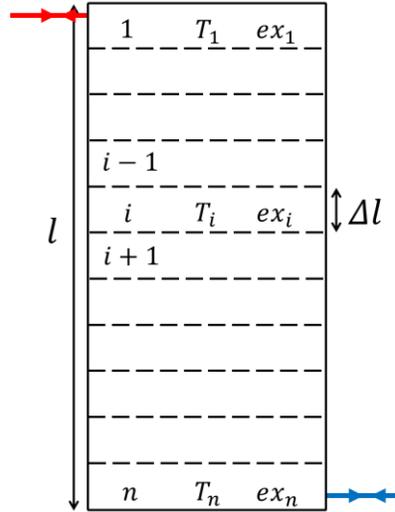


Figure II-11 - Schéma de la discrétisation spatiale du stockage journalier

Pour les couches 1 et n, les pertes vers l'extérieur par le haut ou le bas du ballon sont ajoutées :

pour la couche 1:

$$\frac{dU_1(t)}{dt} = (UA_{coté} + UA_{haut}) \cdot (T_{amb}(t) - T_1(t)) + \left(\frac{\lambda_{fl} \cdot A_{sto}}{\Delta l} + \dot{m} \cdot c_p \right) \cdot (T_2(t) - T_1(t)) \quad (\text{II-59})$$

pour la couche n:

$$\frac{dU_n(t)}{dt} = (UA_{coté} + UA_{bas}) \cdot (T_{amb}(t) - T_n(t)) + \left(\frac{\lambda_{fl} \cdot A_{sto}}{\Delta l} + \dot{m} \cdot c_p \right) \cdot (T_{n-1}(t) - T_n(t)) \quad (\text{II-60})$$

U_i est l'énergie interne de la couche i , T_i sa température, \dot{m} le débit du fluide (identique dans chaque couche) et c_p la capacité thermique massique du fluide. A_{sto} est la surface de contact entre deux couches et λ_{fl} la conductance thermique du fluide. $UA_{coté}$, UA_{haut} et UA_{bas} sont les conductances thermiques des parois latérales, supérieure et inférieure du ballon. Elles dépendent de l'épaisseur et de la conductivité thermique de l'isolation ainsi que de la surface de contact. Les paramètres de ce modèle sont le volume et la hauteur du ballon, les caractéristiques de l'isolation et le nombre de couches.

II.7.2 Modélisation exergétique

En supposant que le fluide contenu dans le ballon se comporte comme un liquide idéal, l'exergie spécifique de la couche i peut être écrite à partir de l'Eq(II-7) [81] :

$$ex_i = c_p \cdot \left[(T_i - T_0) - T_0 \cdot \ln \left(\frac{T_i}{T_0} \right) \right] \quad (\text{II-61})$$

Ainsi l'exergie du volume de fluide du ballon est obtenue en sommant l'exergie de chacune des couches (Figure II-11):

$$Ex_{sto} = \sum_{i=1}^n m \cdot ex_i \quad (\text{II-62})$$

Le bilan d'exergie appliqué au modèle présenté ci-dessus est alors :

$$\frac{dEx_{sto}(t)}{dt} = \dot{Ex}_{in,sto}(t) - \dot{Ex}_{out,sto}(t) - \dot{Ex}_D(t) \quad (\text{II-63})$$

où $\dot{Ex}_{in,sto}$ est l'exergie du flux entrant dans le stockage et $\dot{Ex}_{out,sto}$ celle du flux sortant (Figure II-12 et Figure II-13). Le but d'un stockage de chaleur change suivant son mode de fonctionnement (charge ou décharge). Par conséquent, d'après les définitions du Fuel et du Produit présentées en II.2.3.1, leur expression change aussi.

Lors de la charge du ballon, son but est de stocker la chaleur contenue dans le flux entrant par le haut du ballon et ressortant par le bas. Le Fuel est alors le flux entrant par le haut du ballon et sortant par le bas et le Produit est la chaleur accumulée (Figure II-12). Les expressions des exergies Fuel et Produit sont alors :

$$\dot{Ex}_F(t) = \dot{Ex}_{in,sto}(t) - \dot{Ex}_{out,sto}(t) = \dot{Ex}_{haut,sto}(t) - \dot{Ex}_{bas,sto}(t) \quad (\text{II-64})$$

$$\dot{Ex}_P(t) = \frac{dEx_{sto}(t)}{dt} \quad (\text{II-65})$$

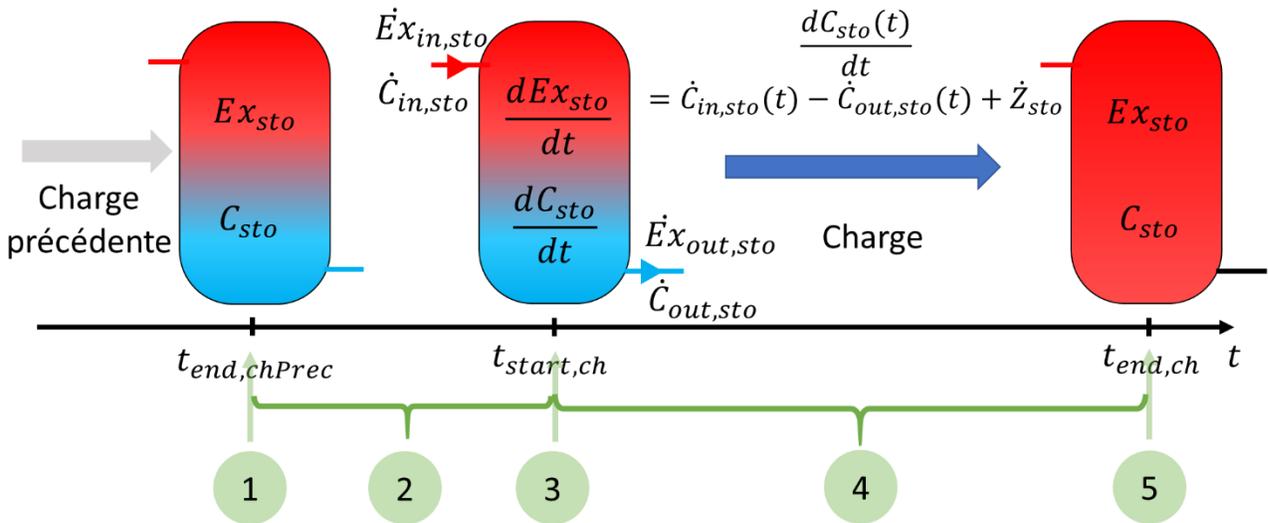


Figure II-12 - Illustration des étapes de la charge du ballon de stockage intervenant dans le modèle exergoéconomique

Lors de sa décharge, le but du stockage est de réchauffer le fluide froid entrant par le bas du ballon et sortant par le haut avec la chaleur préalablement stockée. Dans ce cas le Fuel est la chaleur contenue dans le stockage et le Produit est le flux entrant par le bas du ballon et sortant par le haut (Figure II-13). Les expressions des exergies Fuel et Produit sont alors :

$$\dot{Ex}_F = - \frac{dEx_{sto}(t)}{dt} \quad (\text{II-66})$$

$$\dot{Ex}_P(t) = \dot{Ex}_{out,sto}(t) - \dot{Ex}_{in,sto}(t) = \dot{Ex}_{haut,sto}(t) - \dot{Ex}_{bas,sto}(t) \quad (\text{II-67})$$

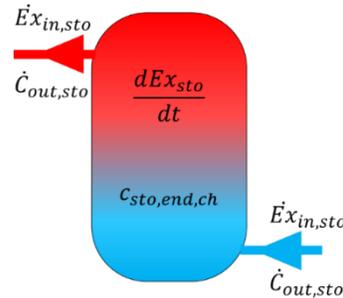


Figure II-13 – Schéma de la décharge du ballon de stockage et des grandeurs exergoéconomiques mises en jeu

Lorsque le stockage n'est ni en charge, ni en décharge, le Fuel et le Produit ne sont pas définis. En l'absence de flux entrant ou sortant, la destruction d'exergie provient des pertes de chaleur vers l'environnement extérieur. L'Eq(II-63) devient :

$$\dot{E}x_D = -\frac{dEx_{sto}}{dt} \quad (\text{II-68})$$

II.7.3 Modélisation exergoéconomique

Si la prise en compte de la dynamique des échanges est utile pour l'analyse exergetique, elle est indispensable à l'analyse exergoéconomique du stockage journalier. La particularité du stockage journalier est d'avoir deux bilans exergoéconomiques, l'un applicable pour la charge (Eq (II-69)) et l'autre pour la décharge (Eq(II-70)).

II.7.3.1 Cas du ballon en charge

Pour une meilleure compréhension du raisonnement, les étapes mentionnées et utilisées pour l'écriture du modèle exergoéconomique du ballon en charge sont placées sur un axe temporel sur la Figure II-12 et résumées dans le Tableau II-1. Lorsque le ballon est en charge (étape 4), la valeur monétaire de la chaleur stockée augmente à mesure que son exergie augmente. En nommant C_{sto} cette valeur, le bilan exergoéconomique dynamique associé à cette transformation est :

$$\frac{dC_{sto}(t)}{dt} = \dot{C}_{in,sto}(t) - \dot{C}_{out,sto}(t) + \dot{Z}_{sto} \quad (\text{II-69})$$

$\dot{C}_{out,sto}$ est le flux de coût associé à l'exergie sortant du ballon et $\dot{C}_{in,sto}$ celui associé à l'exergie entrante. \dot{Z}_{sto} est le coût d'investissement annualisé du ballon divisé par son temps de fonctionnement sur une année. Dans ce modèle on considère que le but de l'investissement dans le ballon est de stocker de la chaleur et que sa décharge est une conséquence de sa charge. En effet le ballon peut être chargé sans être déchargé alors que l'inverse est impossible. Le temps de fonctionnement considéré pour rapporter \dot{Z}_{sto} à des €/h est donc la durée annuelle de fonctionnement en charge du stockage journalier.

En intégrant l'Eq(II-69) sur toute une charge, on obtient la valeur de l'exergie stockée durant cette période $C_{sto}(t_{end,ch})$ (étape 5). La valeur monétaire totale de l'exergie du ballon est obtenue en y ajoutant sa valeur résiduelle, c'est-à-dire sa valeur au début de la charge (étape 3). En effet le ballon

peut se charger alors qu'il contient déjà de la chaleur. Son exergie stockée lors d'une charge précédente a alors une valeur monétaire qu'il faut prendre en compte. Cette valeur $C_{sto,tot}(t_{start,ch})$ est le produit de l'exergie du ballon à l'instant $t_{start,ch}$ multipliée par son coût spécifique $c_{sto,end,chPrec}$ qui est calculé à la fin de la charge précédente (étape 1) selon l'Eq(II-71). En fin de charge, la valeur totale de l'exergie contenue dans le stockage est donc :

$$C_{sto,tot}(t_{end,ch}) = \int_{t_{start,ch}}^{t_{end,ch}} [\dot{C}_{in,sto}(t) - \dot{C}_{out,sto}(t) + \dot{Z}_{sto}] \cdot dt + c_{sto,end,chPrec} \cdot Ex_{sto}(t_{start,ch}) \quad (II-70)$$

Son coût spécifique peut alors être calculé ainsi :

$$c_{sto,end,ch} = c_{sto}(t_{end,ch}) = \frac{C_{sto,tot}(t_{end,ch})}{Ex_{sto}(t_{end,ch})} \quad (II-71)$$

Cette valeur représente le coût spécifique de chaque kilowattheure d'exergie présent dans le ballon à la fin de la charge. Elle reste constante jusqu'à la prochaine charge alors que, comme présenté en II.7.2, l'exergie stockée diminue soit à cause des pertes vers l'extérieur, soit du fait d'une décharge. Par conséquent la valeur globale du stock $C_{sto,tot}$ diminue également. Le stock d'exergie perd de la valeur mais son coût spécifique reste le même.

Tableau II-1 - Description des calculs de coûts en fonction des étapes de la charge du ballon de stockage

Etape	Evènement	$c_{sto}(t)$	$C_{sto,tot}(t)$
1	Fin de la charge précédente $t = t_{end,chPrec}$	Calcul de $c_{sto,end,chPrec} = \frac{C_{sto,tot}(t_{end,chPrec})}{Ex_{sto}(t_{end,chPrec})}$ par l'Eq(II-71)	Calcul de $C_{sto,tot}(t_{end,chPrec})$ par l'Eq(II-70)
2	Entre deux charges	Constant et égal à $c_{sto,end,chPrec}$	Diminue avec $Ex_{sto}(t)$. Est égal à $c_{sto,end,chPrec} \cdot Ex_{sto}(t)$
3	Au démarrage de la charge $t = t_{start,ch}$	Egal à $c_{sto,end,chPrec}$	Egal à $c_{sto,end,chPrec} \cdot Ex_{sto}(t_{start,ch})$ (valeur résiduelle)
4	Pendant la charge	Egal à $\frac{C_{sto,tot}(t)}{Ex_{sto}(t)}$	Egal à l'intégrale de l'Eq(II-69) sur le temps de charge plus sa valeur résiduelle
5	A la fin de la charge $t = t_{end,ch}$	Calcul de $c_{sto,end,ch} = \frac{C_{sto,tot}(t_{end,ch})}{Ex_{sto}(t_{end,ch})}$ par l'Eq(II-71)	Calculé par l'Eq(II-71)

II.7.3.2 Cas du ballon en décharge

Lors de la décharge du ballon, un flux de coût entre par le bas du ballon et un autre sort par le haut (Figure II-13). Selon le Fuel et le Produit définis en II.7.2, le bilan exergoéconomique en dynamique s'écrit :

$$\dot{C}_{out,sto}(t) - \dot{C}_{in,sto}(t) = c_{sto,end,ch} \cdot \left| \frac{dEx_{sto}(t)}{dt} \right| \quad (\text{II-72})$$

Le coût d'investissement annualisé horaire n'apparaît pas dans le membre de droite car il est contenu dans le coût spécifique $c_{sto,end,ch}$. En effet la valeur de $c_{sto,end,ch}$ découle de celle de $C_{sto,tot}(t_{end,ch})$ (Eq(II-71)) qui comprend le coût d'investissement annualisé horaire \dot{Z}_{sto} . Par conséquent, ajouter ce coût dans l'Eq(II-72) reviendrait à le prendre en compte deux fois. Ce raisonnement est justifié par le choix de considérer le temps de fonctionnement du ballon égal au temps de charge totale uniquement.

II.7.3.3 Résumé des équations de l'analyse F-P-L

Deux variables binaires sont définies : $\delta_{ch,sto}$ qui est égale à 1 si le ballon est en charge et 0 sinon et $\delta_{disch,sto}$ qui est égale à 1 si le ballon est en décharge et 0 sinon. Ainsi l'approche F-P-L appliquée au stockage journalier est résumée par les quatre équations ci-dessous, valables aussi bien en charge qu'en décharge :

$$\dot{E}x_F(t) = [\dot{E}x_{in,sto}(t) - \dot{E}x_{out,sto}(t)] \cdot \delta_{ch,sto} - \frac{dEx_{sto}(t)}{dt} \cdot \delta_{disch,sto} \quad (\text{II-73})$$

$$\dot{C}_F(t) = [\dot{C}_{in,sto}(t) - \dot{C}_{out,sto}(t)] \cdot \delta_{ch,sto} + \left[c_{sto,end,ch} \cdot \left| \frac{dEx_{sto}(t)}{dt} \right| \right] \cdot \delta_{disch,sto} \quad (\text{II-74})$$

$$\dot{E}x_P(t) = \frac{dEx_{sto}(t)}{dt} \cdot \delta_{ch,sto} + [\dot{E}x_{out,sto}(t) - \dot{E}x_{in,sto}(t)] \cdot \delta_{disch,sto} \quad (\text{II-75})$$

$$\dot{C}_P(t) = \frac{dC_{sto}(t)}{dt} \cdot \delta_{ch,sto} + [\dot{C}_{out,sto}(t) - \dot{C}_{in,sto}(t)] \cdot \delta_{disch,sto} \quad (\text{II-76})$$

II.8 Modélisation des pompes

II.8.1 Modélisation énergétique

Le modèle de pompe utilisé est basé sur le modèle *Movers.FlowControlled_m_flow* de la bibliothèque *Buildings.Fluid*. Ce modèle permet de calculer la puissance électrique consommée en fonction d'un débit imposé. La Figure II-14 présente un schéma de ce modèle. La conservation de la quantité de mouvement est :

$$P_{out,pump} = P_{in,pump} + \Delta P_{pump} \quad (\text{II-77})$$

où $P_{in,pump}$ est la pression du fluide à l'entrée de la pompe et $P_{out,pump}$ celle à la sortie. ΔP_{pump} est la pression différentielle entre l'entrée et la sortie de la pompe. La puissance électrique consommée est calculée par bilan d'énergie :

$$\dot{W}_{elec,pump} = \frac{\dot{m}_{pump} \cdot \Delta P_{pump}}{\rho_{fl} \cdot \eta_{pump}} \quad (\text{II-78})$$

où \dot{m}_{pump} est le débit massique imposé par la pompe, ρ_{fl} est la masse volumique du fluide traversant la pompe et η_{pump} le rendement de la pompe. Celui-ci est un paramètre du système. La courbe de performance de la pompe est établie par le modèle à partir des coordonnées $\{ \Delta P_{pump}, \dot{V}_{pump} \}$ renseignées par l'utilisateur.

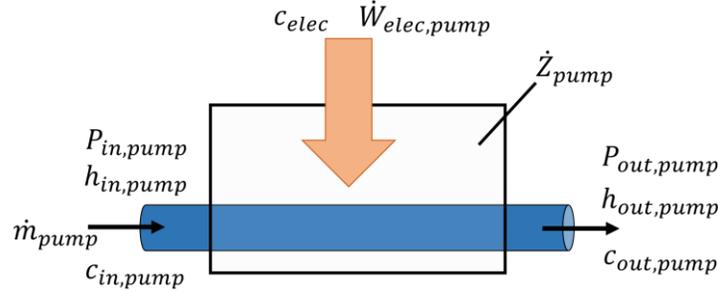


Figure II-14 - Schéma du modèle de pompe avec les grandeurs énergétiques, exergetiques et exergoéconomiques utilisées

II.8.2 Modélisation exergetique et exergoéconomique

Le bilan d'exergie appliqué au modèle de pompe présenté ci-dessus est :

$$\dot{E}x_D = \dot{E}x_{in,pump} - \dot{E}x_{out,pump} + \dot{W}_{elec,pump} \quad (\text{II-79})$$

où $\dot{E}x_{in,pump}$ est l'exergie du flux entrant dans la pompe et $\dot{E}x_{out,pump}$ celle du flux sortant. Ces exergies s'expriment sous la forme :

$$\dot{E}x_{in/out,pump} = \dot{m}_{pump} \cdot [(h_{in/out,pump} - h_0) - T_0 \cdot (s_{in/out,pump} - s_0)] \quad (\text{II-80})$$

L'exergie associée au Produit est l'augmentation d'exergie entre l'entrée et la sortie de la pompe. L'exergie Fuel est celle associée au travail fourni pour réaliser la transformation. Par conséquent elle est égale à la puissance électrique elle-même. On a donc :

$$\dot{E}x_F = \dot{W}_{elec,pump} \quad (\text{II-81})$$

$$\dot{E}x_P = \dot{E}x_{out,pump} - \dot{E}x_{in,pump} \quad (\text{II-82})$$

Le bilan exergoéconomique appliqué au système fourni :

$$c_{out,pump} \cdot \dot{E}x_{out,pump} - c_{in,pump} \cdot \dot{E}x_{in,pump} = c_{elec,pump} \cdot \dot{W}_{elec,pump} + \dot{Z}_{pump} \quad (\text{II-83})$$

où $c_{in,pump}$ est le coût spécifique de l'exergie du flux entrant, $c_{out,pump}$ celui de l'exergie du flux sortant, $c_{elec,pump}$ le coût spécifique de l'électricité et \dot{Z}_{pump} le coût d'investissement annualisé horaire (Figure II-14). En associant les flux de coût aux Fuel et Produit préalablement identifiés on obtient :

$$c_F = c_{elec,pump} \quad (\text{II-84})$$

$$c_P = \frac{c_{elec,pump} \cdot \dot{W}_{elec,pump} + \dot{Z}_{pump}}{\dot{E}x_{out,pump} - \dot{E}x_{in,pump}} \quad (\text{II-85})$$

II.9 Modélisation des vannes de contrôle

Dans cette thèse le modèle de vanne *Valves.ValveIncompressible* de la bibliothèque *Modelica.Fluid* est utilisé. Ce modèle fait l'hypothèse d'un fluide quasi-incompressible, ce qui est toujours le cas pour les liquides. La modélisation est basée sur les normes de dimensionnement CEI 534 et ISA S.75. La circulation du fluide entre l'entrée et la sortie de la vanne est supposée isenthalpique. Le débit est régi par l'équation découlant de la loi de Bernoulli :

$$\dot{V} = Kv \cdot \sqrt{\frac{\Delta P}{\frac{\rho_{fl}}{\rho_{eau}}}} \quad (\text{II-86})$$

où \dot{V} est le débit volumique du fluide en m^3/h , ΔP la perte de charges en bar, ρ_{fl} la masse volumique du fluide et ρ_{eau} celle de l'eau à 277 K. Kv est le coefficient définissant le débit de fluide traversant la vanne pour une perte de charge de 1 bar. Bien que l'analyse dimensionnelle de l'Eq(II-86) donne Kv en $\text{m}^3/(\text{h} \cdot \sqrt{\text{bar}})$, son unité d'usage est le mètre cube par heure. Cette valeur est une caractéristique de l'équipement et est fournie par le constructeur.

Le modèle intègre un paramètre optionnel nommé *filteredOpening* permettant de lisser l'ouverture et la fermeture de la vanne sur une durée *riseTime* à renseigner, afin d'améliorer le réalisme du modèle. Par ailleurs, le paramètre *leakageOpening* permet ne pas couper complètement la circulation du fluide dans la vanne lorsqu'elle est fermée, afin d'éviter les singularités dans les équations du modèle. L'influence de ces deux paramètres sur le taux d'ouverture de la vanne est illustrée dans la Figure II-15.

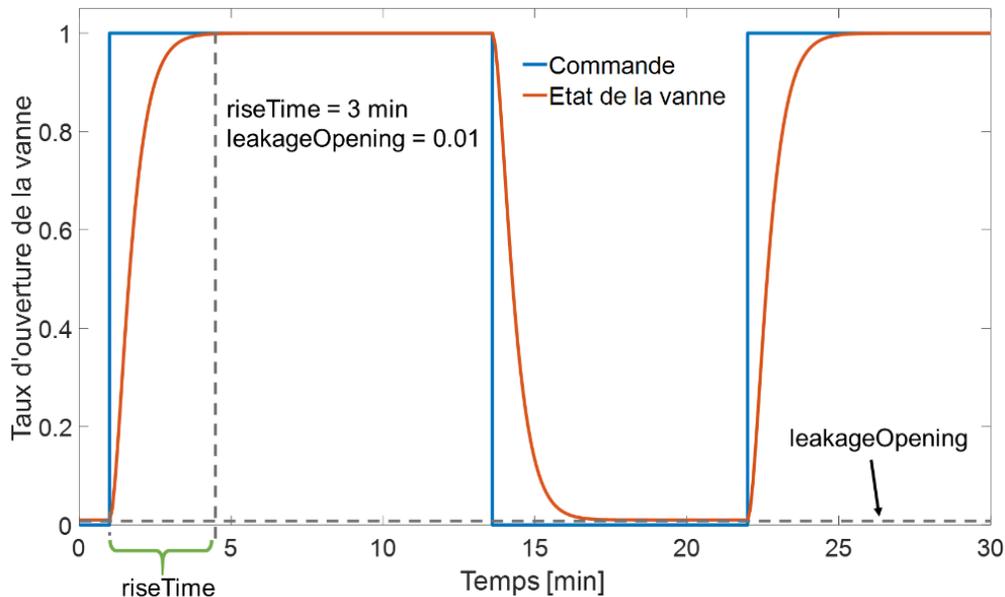


Figure II-15 – Comportement du taux d'ouverture de la vanne en fonction de la commande

II.10 Modélisation du ballon tampon

Un ballon tampon est un ballon de stockage permettant de lisser dans le temps une production de chaleur en la stockant et en la libérant ultérieurement.

II.10.1 Modélisation énergétique

Le modèle utilisé pour le ballon tampon est issu du modèle *Storage.StratifiedEnhancedInternalHex* de la bibliothèque *Buildings.Fluid*. Ce modèle est basé sur le modèle *Storage.Stratified* présenté en II.7.1 et comprend en plus un échangeur de chaleur à l'intérieur du ballon et une correction réduisant la dissipation numérique. L'ajout de l'échangeur de chaleur permet d'y faire circuler un fluide et de créer un transfert de chaleur avec le fluide contenu dans le ballon. La Figure II-16 présente la discrétisation du ballon et de l'échangeur en plusieurs segments chacun.

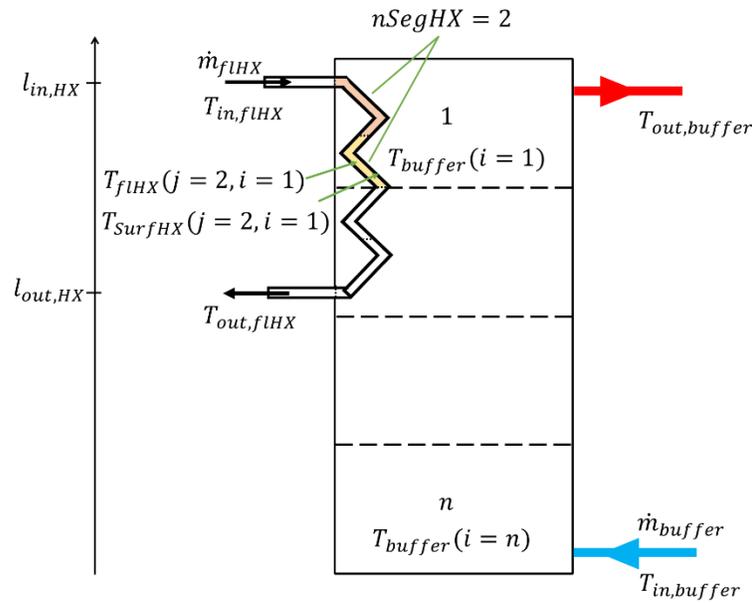


Figure II-16 - Schéma du modèle de ballon tampon avec un échangeur de chaleur discrétisé dans chaque couche du ballon

Les paramètres supplémentaires de ce modèle par rapport au modèle de stockage journalier sont la position de l'entrée et de la sortie de l'échangeur de chaleur par rapport au bas du ballon ($l_{in,HX}$ et $l_{out,HX}$) et le nombre de segments d'échangeur dans chaque couche du ballon n_{SegHX} . Il n'y a pas d'accumulation d'énergie dans l'échangeur. Contrairement au ballon de stockage journalier, le ballon tampon est supposé adiabatique. Cette hypothèse sera justifiée dans le chapitre IV. Le bilan d'énergie appliquée à chacune des n couches du ballon en contact avec n_{SegHX} segments d'échangeur (Figure II-16) est alors :

$$\forall i \in [1; n]$$

$$\frac{dU_i(t)}{dt} = \left(\frac{\lambda_{buffer} \cdot A_{buffer}}{\Delta l} + \dot{m}_{buffer} \cdot c_{P,buffer} \right) \cdot (T_{buffer,i-1}(t) - 2 \cdot T_{buffer,i}(t) + T_{buffer,i+1}(t)) + \sum_j^{n_{SegHX}} \dot{Q}_{fLHX,buffer}(j, i) \quad (II-87)$$

où \dot{m}_{buffer} est le débit du fluide circulant dans le ballon et λ_{buffer} sa conductance thermique. $T_{buffer,i}$ est la température du fluide de la couche i et A_{buffer} la surface de contact entre deux couches du fluide. $\dot{Q}_{fLHX,buffer}(j, i)$ est le flux de chaleur par convection du segment d'échangeur j vers la couche i . Son expression est :

$$\begin{aligned} \forall (i, j) \in [1; n] \times [1; nSegHX] \\ \dot{Q}_{fLHX,buffer}(j, i) \\ = hA_{fLHX, SurfHX}(j, i) \cdot (T_{SurfHX}(j, i) - T_{fLHX}(j, i)) \\ + hA_{SurfHX, buffer}(j, i) \cdot (T_{buffer}(i) - T_{SurfHX}(j, i)) \end{aligned} \quad (II-88)$$

où T_{SurfHX} est la température de la paroi de l'échangeur et T_{fLHX} celle du fluide contenu dans l'échangeur. $hA_{fLHX, SurfHX}$ est le coefficient de convection thermique du fluide de l'échangeur et $hA_{SurfHX, buffer}$ celui autour de l'échangeur. Ces deux coefficients sont calculés à partir de valeurs nominales de débit, puissance échangée et températures renseignées au préalable.

Le bilan d'énergie appliqué au système global s'écrit :

$$\frac{dU_{buffer}}{dt} = \dot{m}_{fLHX} \cdot c_{p,fLHX} \cdot (T_{in,fLHX} - T_{out,fLHX}) - \dot{m}_{buffer} \cdot c_{p,buffer} \cdot (T_{out,buffer} - T_{in,buffer}) \quad (II-89)$$

U_{buffer} est l'énergie interne du ballon tampon. Les grandeurs indicées $fLHX$ sont relatives au fluide circulant dans l'échangeur tandis que celles indicées $buffer$ sont relatives au fluide contenu dans le ballon tampon.

II.10.2 Modélisation exergetique

Le calcul de l'exergie contenue dans le ballon tampon Ex_{buffer} se fait de la même manière que pour le stockage journalier, avec les Eqs(II-61) et (II-62). Le bilan d'exergie appliqué au système délimité par les entrées et sorties du ballon et de l'échangeur est alors :

$$\frac{dEx_{buffer}}{dt} = \dot{Ex}_{in,buffer} + \dot{Ex}_{in,fLHX} - \dot{Ex}_{out,buffer} - \dot{Ex}_{out,fLHX} - \dot{Ex}_D \quad (II-90)$$

où $\dot{Ex}_{in,buffer}$ et $\dot{Ex}_{out,buffer}$, respectivement $\dot{Ex}_{in,fLHX}$ et $\dot{Ex}_{out,fLHX}$, sont les flux d'exergie entrant et sortant du ballon tampon, respectivement de l'échangeur (Figure II-17).

Au contraire du ballon de stockage, le but du ballon tampon est toujours le même : lisser une production de chaleur. Toutefois son fonctionnement peut être séparé en trois modes, illustrés sur la Figure II-17 :

- mode 1 - Le ballon est uniquement en charge. Le fluide qu'il contient reçoit de la chaleur venant de l'échangeur mais aucun flux ne circule dans le ballon. Dans ce cas la température du fluide dans le ballon augmente.
- mode 2 - Le ballon est en décharge mais le fluide dans l'échangeur circule toujours. Dans ce cas, suivant le signe de la dérivée de la température du fluide dans le ballon tampon, la chaleur est accumulée ou déchargée. Par conséquent l'exergie contenue dans le ballon augmente ou diminue. Si elle augmente, elle est équivalente à un Produit du processus de charge et elle est

associée à de l'exergie Produit (mode 2a). Si elle diminue, elle est équivalente à un Fuel du processus de décharge et elle est associée à de l'exergie Fuel (mode 2b).

- mode 3 – Le ballon est uniquement en décharge. Le fluide qu'il contient ne reçoit plus de chaleur venant de l'échangeur et un flux circule dans le ballon, du bas vers le haut. La température du fluide dans le ballon diminue alors.

Du fait de l'existence de ces trois modes, un raisonnement sur les définitions du Fuel et du Produit lors du fonctionnement du ballon tampon similaire à celui suivi en II.7.2 pour le stockage journalier conduit aux équations présentées dans le Tableau II-2.

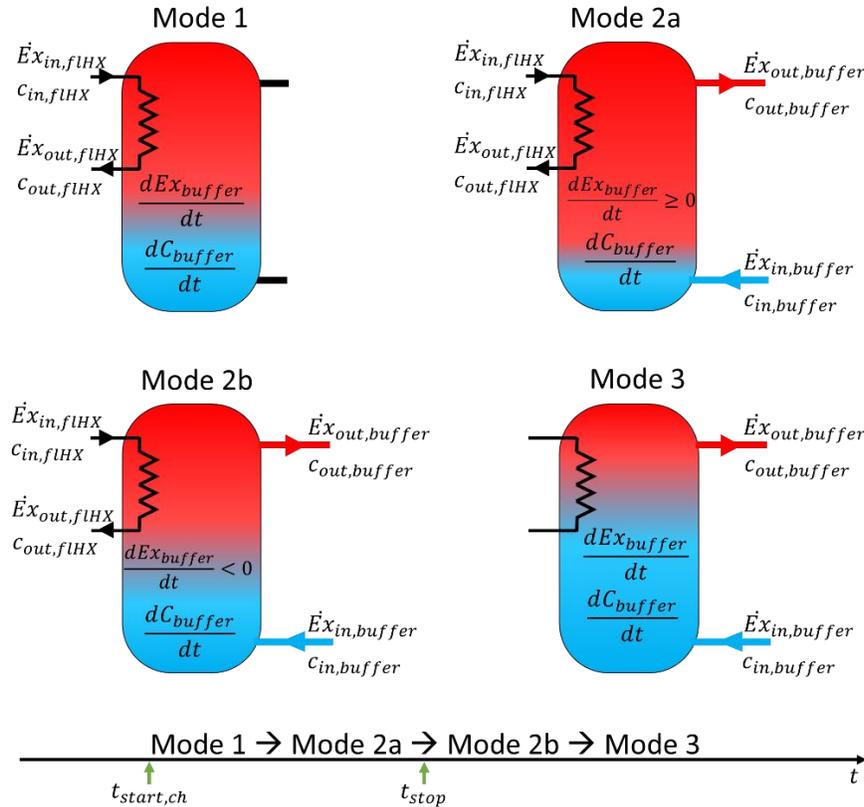


Figure II-17 - Schéma du ballon tampon et ordre de succession de ses différents modes de fonctionnement

De même que pour le stockage journalier, lorsque le ballon tampon n'est ni en charge, ni en décharge, le Fuel et le Produit ne sont pas définis. En l'absence de flux entrant ou sortant et le ballon étant adiabatique, la destruction d'exergie provient uniquement de l'autodécharge du ballon. L'Eq(II-90) s'écrit :

$$\dot{Ex}_D = - \frac{dEx_{buffer}}{dt} \quad (II-91)$$

Tableau II-2 - Expression des exergies Fuel et Produit du ballon tampon en fonction de son mode de fonctionnement

	Exergie Fuel	Exergie Produit
mode 1	$\dot{E}x_{in,flHX} - \dot{E}x_{out,flHX}$	$\frac{dEx_{buffer}}{dt}$
mode 2a $\left(\frac{dEx_{buffer}}{dt} \geq 0\right)$	$\dot{E}x_{in,flHX} - \dot{E}x_{out,flHX}$	$\dot{E}x_{out,buffer} - \dot{E}x_{in,buffer} + \frac{dEx_{buffer}}{dt}$
mode 2b $\left(\frac{dEx_{buffer}}{dt} < 0\right)$	$\dot{E}x_{in,flHX} - \dot{E}x_{out,flHX} + \left \frac{dEx_{buffer}}{dt}\right $	$\dot{E}x_{out,buffer} - \dot{E}x_{in,buffer}$
mode 3	$\left \frac{dEx_{buffer}}{dt}\right $	$\dot{E}x_{out,buffer} - \dot{E}x_{in,buffer}$

II.10.3 Modélisation exergoéconomique

Le raisonnement suivi pour établir le modèle exergoéconomique proposé pour le ballon tampon est similaire à celui présente en II.7.2 pour le stockage journalier. Cependant, dans la mesure où la charge et la décharge du ballon ne sont pas forcément découplées, un seul bilan exergoéconomique suffit à décrire le processus. Le bilan exergoéconomique dynamique associé au fonctionnement du ballon tampon s'écrit :

$$\frac{dC_{buffer}(t)}{dt} = \dot{C}_{in,buffer}(t) + \dot{C}_{in,flHX}(t) - \dot{C}_{out,buffer}(t) - \dot{C}_{out,flHX}(t) + \dot{Z}_{buffer} \quad (\text{II-92})$$

où C_{buffer} est le coût associé à l'exergie contenue dans le ballon, $\dot{C}_{in,buffer}$ et $\dot{C}_{out,buffer}$, respectivement $\dot{C}_{in,flHX}$ et $\dot{C}_{out,flHX}$, sont les coûts associés aux flux d'exergie entrant et sortant du ballon tampon, respectivement de l'échangeur. \dot{Z}_{buffer} est le coût d'investissement annualisé du ballon tampon divisé par son temps de fonctionnement sur une année. Le but de l'investissement dans le ballon tampon étant de transférer de la chaleur du flux circulant dans l'échangeur vers le flux sortant du haut du ballon, cette fonction est remplie quel que soit le mode de fonctionnement. Le temps de fonctionnement considéré pour rapporter \dot{Z}_{buffer} à des €/h est donc la durée annuelle de fonctionnement du ballon tampon.

Les coûts spécifiques des flux entrant $c_{in,HX}$ et $c_{in,buffer}$ sont supposés connus car égaux aux coûts de sortie des composants précédents. Par conséquent la résolution de l'Eq(II-92) nécessite de faire une hypothèse sur le coût spécifique du flux sortant de l'échangeur $c_{out,flHX}$. Ce coût spécifique étant celui du flux sortant d'un Fuel, d'après la F-rule énoncée en II.2.3.2, il est égal à la moyenne pondérée des coûts spécifiques en entrée de ce même Fuel, c'est-à-dire $c_{in,flHX}$ (Figure II-17). On obtient donc $c_F = c_{out,flHX} = c_{in,flHX}$. Quatre cas se distinguent pour la résolution de l'Eq(II-92), selon les modes de fonctionnement décrit en II.10.2 :

- mode 1 : le ballon tampon est uniquement en charge. $\dot{C}_{in,buffer}(t)$ et $\dot{C}_{out,buffer}(t)$ sont nuls (Figure II-17). L'équation (II-92) est alors similaire à l'Eq(II-69) et par définition le coût spécifique de l'exergie contenue dans le ballon est :

$$c_P(t) = c_{buffer}(t) = \frac{C_{buffer}(t)}{Ex_{buffer}(t)} \quad (\text{II-93})$$

Il en découle alors :

$$\dot{C}_F(t) = c_{in,HX}(t) \cdot [\dot{Ex}_{in,fLHX}(t) - \dot{Ex}_{out,fLHX}(t)] \quad (\text{II-94})$$

$$\dot{C}_P(t) = \frac{dC_{buffer}(t)}{dt} \quad (\text{II-95})$$

- mode 2a : Dans ce cas l'Eq(II-92) contient deux inconnues : C_{buffer} et $\dot{C}_{out,buffer}$ (Figure II-17). L'application de la P-rule aux deux Produits fournit l'équation auxiliaire suivante :

$$c_P(t) = c_{buffer}(t) = \frac{C_{buffer}(t)}{Ex_{buffer}(t)} = \frac{\dot{C}_{out,buffer}(t) - \dot{C}_{in,buffer}(t)}{\dot{Ex}_{out,buffer}(t) - \dot{Ex}_{in,buffer}(t)} \quad (\text{II-96})$$

L'Eq(II-92) peut alors être résolue et on obtient :

$$\dot{C}_F(t) = c_{in,HX}(t) \cdot [\dot{Ex}_{in,fLHX}(t) - \dot{Ex}_{out,fLHX}(t)] \quad (\text{II-97})$$

$$\dot{C}_P(t) = \frac{dC_{buffer}(t)}{dt} + \dot{C}_{out,buffer}(t) - \dot{C}_{in,buffer}(t) \quad (\text{II-98})$$

- mode 2b : Dans ce cas, l'exergie contenue dans le ballon est un Fuel dont le coût spécifique a été calculé à la fin du fonctionnement en mode 2a, suivant un raisonnement similaire à celui suivi pour le cas du stockage journalier détaillé en II.7.2 :

$$c_{buffer}(t_{stop}) = \frac{C_{buffer,tot}(t_{stop})}{Ex_{buffer}(t_{stop})} = \frac{1}{Ex_{buffer}(t_{stop})} \cdot \int_{t_{start,ch}}^{t_{stop}} \frac{dC_{buffer}(t)}{dt} \cdot dt \quad (\text{II-99})$$

t_{stop} est l'instant où la variation d'exergie contenue dans le ballon devient négative. Contrairement au calcul de l'Eq(II-70), ici la valeur résiduelle du stock avant dernière charge est négligée. Ceci se justifie par le fait que le ballon est toujours entièrement déchargé entre deux charges. L'Eq(II-92) peut alors être réécrite sous la forme :

$$\begin{aligned} & \dot{C}_{out,buffer}(t) - \dot{C}_{in,buffer}(t) \\ &= \dot{C}_{in,fLHX}(t) - \dot{C}_{out,fLHX}(t) + c_{buffer}(t_{stop}) \cdot \left| \frac{dEx_{buffer}(t)}{dt} \right| \\ &+ \dot{Z}_{buffer} \end{aligned} \quad (\text{II-100})$$

Il en découle :

$$\dot{C}_F(t) = c_{in,HX}(t) \cdot [\dot{Ex}_{in,fLHX}(t) - \dot{Ex}_{out,fLHX}(t)] + c_{buffer}(t_{stop}) \cdot \left| \frac{dEx_{buffer}(t)}{dt} \right| \quad (\text{II-101})$$

$$\dot{C}_P(t) = \dot{C}_{out,buffer}(t) - \dot{C}_{in,buffer}(t)$$

- mode 3 : le ballon est uniquement en décharge. Cette situation arrive juste après le mode 2b. Par conséquent le principe de fonctionnement est le même mais il n’y a plus qu’un Fuel, la chaleur contenue dans le ballon (Figure II-17). L’Eq(II-92) peut être réécrite sous la forme suivante :

$$\dot{C}_{out,buffer}(t) - \dot{C}_{in,buffer}(t) = c_{buffer}(t_{stop}) \cdot \left| \frac{dEx_{buffer}(t)}{dt} \right| + \dot{Z}_{buffer} \quad (II-102)$$

On en déduit alors :

$$\dot{C}_F(t) = c_{buffer}(t_{stop}) \cdot \left| \frac{dEx_{buffer}(t)}{dt} \right| \quad (II-103)$$

$$\dot{C}_P(t) = \dot{C}_{out,buffer}(t) - \dot{C}_{in,buffer}(t)$$

II.11 Modélisation du stockage en champ de sondes

II.11.1 Modélisation énergétique

Le modèle de stockage en champ de sondes (BTES, Boreholes Thermal Energy Storage) est basé sur le modèle de champ de sondes de la bibliothèque Buildings développé par le laboratoire national Lawrence Berkeley de l’université de Californie [82,83] et a été amélioré puis validé par le BRGM dans le cadre du projet SunSTONE. Ce modèle utilise des modèles de « fonction g », ou facteur de réponse thermique, qui traduit l’évolution de la température de paroi des sondes suite à un échelon indiciel de puissance. La superposition de modèles à court et à long terme de cette fonction permet de calculer la température moyenne à la paroi des sondes. Cela permet de tenir compte du transfert thermique transitoire dans chaque sonde dû aux variations de la température d’entrée et des interactions thermiques à long terme entre les sondes, sur la base de superposition de modèles analytiques de lignes sources finies [84,85]. Le calcul de la température moyenne à la paroi des sondes requiert de renseigner les propriétés du sol, les caractéristiques des sondes (propriétés du matériau de remplissage, dimensions des sondes) ainsi que la géométrie du champ de sondes. Une des améliorations apportées par le BRGM porte sur la possibilité de prendre en compte ou non un écoulement souterrain et de renseigner sa vitesse de filtration ou vitesse de Darcy. La possibilité de choisir différentes géométries du champ de sondes de manière plus ergonomique a également été ajoutée. Il est ainsi possible de définir une géométrie rectangulaire, hexagonale ou libre, cette dernière étant créée en renseignant manuellement les coordonnées de chaque sonde. L’agencement des sondes pour une géométrie hexagonale se fait en spirale : la première sonde est placée au centre de l’hexagone et les suivantes sont ajoutées autour de manière à former des couronnes (Figure II-18).

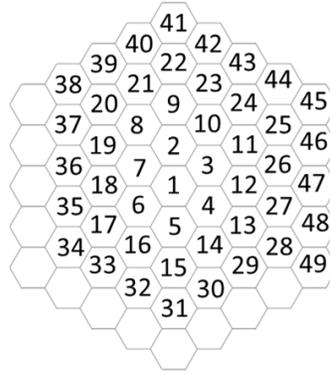


Figure II-18 - Exemple d'agencement des sondes pour une géométrie hexagonale

Les principales hypothèses de ce modèle sont la connexion en parallèle de toutes les sondes et l'utilisation du sous-modèle d'une unique sonde, discrétisée en plusieurs segments, pour la prise en compte de la dynamique. Ce sous-modèle est ensuite multiplié par le nombre de sondes constituant le champ. La prise en compte de l'interaction entre les sondes a lieu au niveau du modèle global pour calculer la puissance moyenne échangée par l'ensemble du champ de sondes. Ces approximations sont faites pour simplifier le modèle analytique de la réponse à long terme du champ de sondes et ainsi réduire considérablement le temps de calcul. La deuxième hypothèse peut potentiellement conduire à des erreurs de dimensionnement si le champ de sondes est trop compact et/ou trop large. La comparaison entre les fonctions g calculées numériquement et analytiquement, réalisée par Malayappan et Spitler [86], montre des erreurs pouvant être importantes : jusqu'à 25 % d'erreur après 50 ans pour un champ de 10×10 sondes espacées de 5 mètres. Enfin, dans le modèle utilisé dans cette thèse, le sens de circulation du fluide est le même en charge et en décharge. La Figure II-19 illustre le modèle pour une sonde (a) et pour l'ensemble du BTES (b).

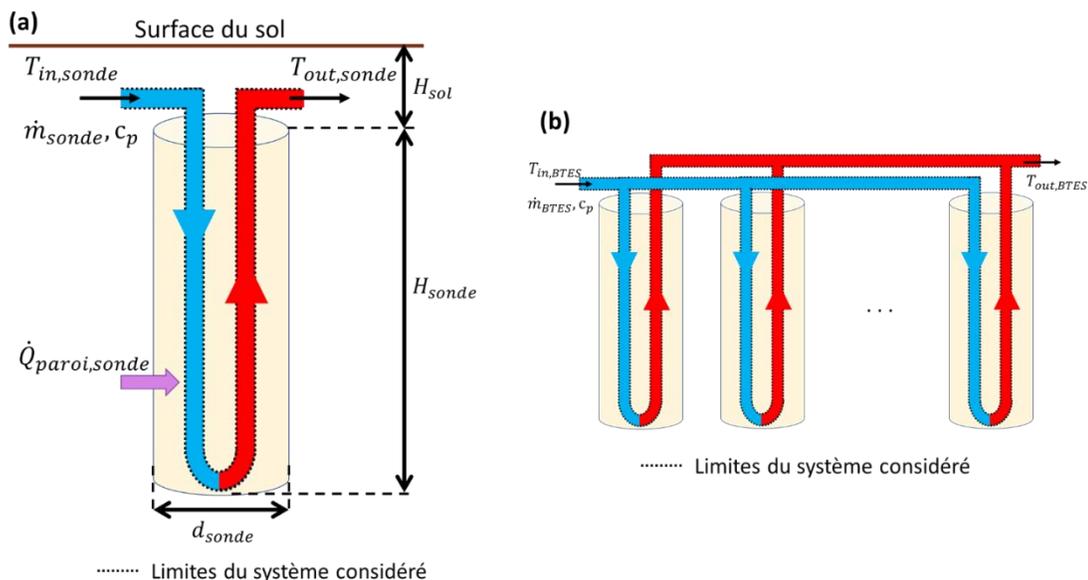


Figure II-19 - Schéma du modèle de sonde utilisé (a) et du modèle de BTES complet (b)

Le bilan d'énergie à l'échelle d'une sonde est :

$$\dot{Q}_{paroi,sonde} = \dot{m}_{sonde} \cdot c_p \cdot (T_{out,sonde} - T_{in,sonde}) \quad (\text{II-104})$$

où $\dot{Q}_{paroi,sonde}$ est la puissance fournie au fluide par la paroi de la sonde, c_p la capacité thermique massique du fluide contenu dans la sonde, $T_{out,sonde}$ et $T_{in,sonde}$ les températures du fluide entrant et sortant de la sonde et \dot{m}_{sonde} le débit du fluide dans la sonde. La puissance totale échangée dans le champ de sondes composé de nb_{sondes} est définie comme :

$$\dot{Q}_{paroi} = \dot{m}_{BTES} \cdot c_p \cdot (T_{out,BTES} - T_{in,BTES}) = \sum_i^{nb_{sondes}} \dot{Q}_{paroi,i} \quad (\text{II-105})$$

où \dot{m}_{BTES} est le débit total du fluide dans le BTES, $T_{in,BTES}$ la température du fluide entrant dans le BTES et $T_{out,BTES}$ la température du fluide sortant du BTES. Les sondes étant toutes en parallèle, ces températures sont égales aux températures en entrée et sortie de chaque sonde $T_{in,sonde}$ et $T_{out,sonde}$.

Chaque sonde a un diamètre d_{sonde} et est enterrée à une profondeur H_{sol} par rapport à la surface du sol (Figure II-19(a)). Le volume du champ de sondes est obtenu multipliant le volume occupé par une sonde par le nombre de sondes, espacées de a et chacune d'une profondeur H_{sonde} :

$$V_{BTES} = nb_{sondes} \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot a^2 \cdot H_{sonde} \quad (\text{II-106})$$

Calcul de l'énergie stockée et déstockée et du rendement. D'après Lim et al. [87], l'évaluation du rendement d'un BTES peut se faire avec trois types d'énergie : l'énergie injectée dans le BTES, l'énergie récupérée et l'énergie stockée. La prise en compte de ces trois énergies permet de distinguer les pertes de chaleur ayant lieu lors de la charge et lors de la décharge du stockage. L'énergie injectée, respectivement récupérée, est exprimée comme la quantité de chaleur perdue, respectivement gagnée, par le fluide circulant dans les sondes sur toute la période considérée :

$$Q_{inj/recup} = \int_{ch/disch} \rho_{fl} \cdot \dot{V}_{fl} \cdot c_{p,fl} \cdot (T_{out,BTES} - T_{in,BTES}) \cdot dt \quad (\text{II-107})$$

où ρ_{fl} est la masse volumique du fluide, \dot{V}_{fl} son débit volumique, $c_{p,fl}$ sa capacité thermique massique. Cette formulation fait l'hypothèse que le débit de décharge est dans le sens inverse du débit de charge. L'énergie stockée depuis l'instant t_{init} jusqu'au début de la décharge s'exprime sous la forme :

$$Q_{soil}(t_{start,disch}) = \rho_{soil} \cdot V_{BTES} \cdot c_{soil} \cdot (T_{sol,start,disch} - T_{soil}(t_{init})) \quad (\text{II-108})$$

ρ_{soil} est la masse volumique du sol, c_{soil} sa capacité thermique massique, $T_{soil,start,disch}$ sa température au début de la décharge, $T_{soil}(t_{init})$ celle au début de la période considérée et V_{BTES} le volume du BTES. Cette évaluation fait l'hypothèse d'un sol à une température uniforme et d'un volume de stockage égal au volume du BTES défini avec l'Eq(II-106). Or le modèle de champs de sondes utilisé n'intègre pas de calcul de la température du sol, seule la température moyenne à la paroi de la sonde est calculée. Par conséquent, la non-connaissance de la température du sol entourant les sondes impose de limiter le système considéré à la paroi intérieure des sondes et ainsi à placer le sol et l'épaisseur des sondes en dehors. Dans la suite de cette partie le système appelé BTES sera donc délimité par l'entrée et la sortie du fluide dans les sondes et par la paroi intérieure de celles-ci (Figure II-19).

Etant donnée cette définition du système, l'énergie stockée dans le champ de sondes est assimilée à la chaleur transmise à la paroi par le fluide sur toute la période de charge :

$$Q_{ch,BTES} = \int_{ch} -\dot{Q}_{paroi}(t) \cdot dt \quad (II-109)$$

L'énergie déstockée est évaluée comme la chaleur transmise au fluide par la paroi sur toute la durée de décharge :

$$Q_{disch,BTES} = \int_{disch} \dot{Q}_{paroi}(t) \cdot dt \quad (II-110)$$

Le rendement du BTES sur un cycle de charge et de décharge complet est alors :

$$\eta_{BTES} = \frac{Q_{disch,BTES}}{Q_{ch,BTES}} \quad (II-111)$$

II.11.2 Modélisation exergetique et exergoéconomique

II.11.2.1 Modélisation exergetique

Le bilan exergetique appliqué au système délimité par l'entrée et la sortie du fluide dans et du BTES et par la face intérieure de la paroi des sondes donne :

$$\dot{E}x_D(t) = \dot{E}x_{in,BTES}(t) - \dot{E}x_{out,BTES}(t) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{paroi}}\right) \cdot \dot{Q}_{paroi}(t) \quad (II-112)$$

$\dot{E}x_{in,BTES}$ est l'exergie du fluide entrant dans le BTES et $\dot{E}x_{out,BTES}$ celle du fluide sortant. Le stockage en champ de sondes a un fonctionnement similaire à celui du stockage journalier dans le sens où il sert à stocker de la chaleur dans le but de la délivrer au réseau plus tard. Par conséquent la définition du Fuel et du Produit différant selon si le BTES stocke ou déstocke de la chaleur, la distinction de deux cas est requise : celui où le BTES est en charge et celui où il est en décharge.

Lors de sa charge, le but du BTES est de prélever de la chaleur au fluide circulant dans les sondes qui constitue le Fuel du processus. La chaleur extraite et récupérée par les sondes est le Produit. On a alors :

$$\dot{E}x_F(t) = \dot{E}x_{in,BTES}(t) - \dot{E}x_{out,BTES}(t) \quad (II-113)$$

$$\dot{E}x_P(t) = -\left(1 - \frac{T_0}{T_{paroi}(t)}\right) \cdot \dot{Q}_{paroi}(t) \quad (II-114)$$

A la fin de la période de charge, la quantité d'exergie totale transmise à la paroi par le fluide est calculée :

$$Ex_{Q,paroi,tot}(t_{end,PCharge}) = \int_{PCharge} \left(1 - \frac{T_0}{T_{paroi}(t)}\right) \cdot \dot{Q}_{paroi}(t) \cdot dt \quad (II-115)$$

PCharge représente l'ensemble de la saison de charge pendant laquelle le BTES est chargé, par exemple un été entier.

Lors de sa décharge le but du BTES est de réchauffer le fluide. Dans ce cas le Fuel est la chaleur transmise au fluide par la paroi. Les exergies Fuel et Produit sont alors :

$$\dot{E}x_F(t) = \left(1 - \frac{T_0}{T_{paroi}(t)}\right) \cdot \dot{Q}_{paroi}(t) \quad (\text{II-116})$$

$$\dot{E}x_P(t) = \dot{E}x_{out,BTES}(t) - \dot{E}x_{in,BTES}(t) \quad (\text{II-117})$$

II.11.2.2 Modélisation exergoéconomique

Comme pour le stockage journalier, deux bilans exergoéconomiques peuvent être écrits pour le BTES, l'un pour la charge (Eq(II-118)) et l'autre pour la décharge (Eq(II-121)). Lorsque le BTES est en charge, un flux de coût \dot{C}_{BTES} est transmis à la paroi par le fluide. Le bilan exergoéconomique correspondant est :

$$\dot{C}_{BTES}(t) = \dot{C}_{in,BTES}(t) - \dot{C}_{out,BTES}(t) + \dot{Z}_{BTES} \quad (\text{II-118})$$

$\dot{C}_{out,BTES}$ est le flux de coût de l'exergie du fluide en sortie du BTES et $\dot{C}_{in,BTES}$ celui de l'exergie du fluide en entrée du BTES. \dot{Z}_{BTES} est le coût d'investissement annualisé du BTES divisé par son temps de fonctionnement sur une année. Dans ce modèle, l'approche utilisée pour définir le temps de fonctionnement du BTES est la même que pour le stockage journalier (cf II.7.3.1) : on considère que le but de l'investissement et de l'installation du BTES est de stocker de la chaleur et que sa décharge est une conséquence de sa charge. En effet le BTES peut se charger sans être déchargé alors que l'inverse est impossible. Le temps de fonctionnement considéré pour rapporter \dot{Z}_{BTES} à des €/h est donc la durée annuelle de fonctionnement en charge du BTES. L'identification des coûts associés au Fuel et au Produit fourni :

$$\dot{C}_F(t) = \dot{C}_{in,BTES}(t) - \dot{C}_{out,BTES}(t) \quad (\text{II-119})$$

$$\dot{C}_P(t) = \dot{C}_{BTES}(t) \quad (\text{II-120})$$

A la fin de la saison de charge, le coût global de l'exergie totale transmise à la paroi par le fluide est calculée :

$$C_{BTES,tot}(t_{end,PCharge}) = \int_{PCharge} \dot{C}_{BTES}(t) \cdot dt \quad (\text{II-121})$$

Le BTES est supposé être entièrement déchargé à la fin d'un cycle de charge/décharge. Par conséquent, contrairement au stockage journalier il n'y a pas de valeur résiduelle du stock à ajouter au calcul de coût global de l'exergie transmise. De la même façon que pour le stockage journalier, le coût spécifique de l'exergie transmise est calculé :

$$c_{BTES}(t_{end,PCharge}) = \frac{C_{BTES,tot}(t_{end,PCharge})}{Ex_{Q,paroi,tot}(t_{end,PCharge})} \quad (\text{II-122})$$

Cette valeur est calculée une fois par cycle de charge/décharge, à la fin de ce cycle, et reste constante pendant tout le cycle suivant. Elle est considérée comme le coût spécifique de l'exergie de la chaleur fournie au fluide par la paroi durant la période de décharge suivante.

Lors de la décharge, d'après le Fuel et le Produit définis précédemment, le bilan exergoéconomique en dynamique s'écrit :

$$\dot{C}_{out,BTES}(t) - \dot{C}_{in,BTES}(t) = c_{BTES}(t_{end,PCharge}) \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{paroi}(t)}\right) \cdot \dot{Q}_{paroi}(t) \quad (II-123)$$

Le coût d'investissement annualisé horaire n'apparaît pas dans le membre de droite car il est contenu dans le coût spécifique $c_{BTES}(t_{end,PCharge})$. Le raisonnement est identique à celui présenté en II.7.2 pour le stockage journalier. Les coûts spécifique Fuel et Produit sont alors :

$$c_F(t) = c_{BTES}(t_{end,PCharge}) \quad (II-124)$$

$$c_P(t) = \frac{c_{BTES}(t_{end,PCharge}) \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{paroi}(t)}\right) \cdot \dot{Q}_{paroi}(t)}{\dot{E}x_{out,BTES}(t) - \dot{E}x_{in,BTES}(t)} \quad (II-125)$$

II.12 Modélisation d'une pompe à chaleur

II.12.1 Modélisation énergétique

Le modèle de pompe à chaleur (PAC) est basé sur le modèle *HeatPumps.Carnot_y* de la bibliothèque *Buildings.Fluid*, un modèle de pompe à chaleur réversible avec une courbe de performance ajustée en fonction d'un rendement de Carnot. La Figure II-20 présente le schéma de ce modèle.

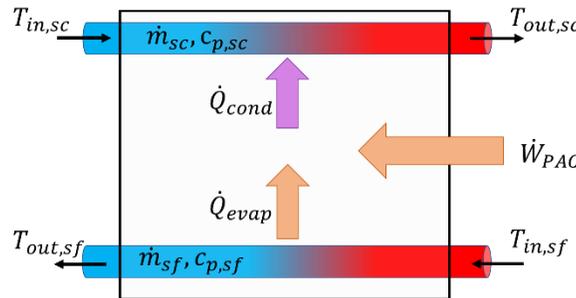


Figure II-20 - Schéma du modèle de pompe à chaleur utilisé

Le bilan d'énergie du système est :

$$\dot{m}_{sc} \cdot c_{p,sc} \cdot (T_{out,sc} - T_{in,sc}) = \dot{m}_{sf} \cdot c_{p,sf} \cdot (T_{in,sf} - T_{out,sf}) + \dot{W}_{PAC} \quad (II-126)$$

où \dot{W}_{PAC} est le travail électrique fourni par le compresseur de la PAC, c_p la capacité thermique massique du fluide, T_{out} sa température de sortie de la PAC et T_{in} sa température d'entrée. L'indice *sc* fait référence au fluide de la source chaude et *sf* à celui de la source froide.

Le taux de charge du compresseur est fixé à 1. Ainsi la puissance électrique fournie par le compresseur est toujours égale à sa puissance nominale. La loi de COP utilisée pour le calcul du COP nominal est [88]:

$$COP_{nom} = 68,455 \cdot (T_{out,sc,nom} - T_{in,sf,nom})^{-0.76} \quad (II-127)$$

où $T_{out,sc,nom}$ est la valeur nominale de la température du fluide à la sortie de la source chaude et $T_{in,sf,nom}$ celle du fluide à l'entrée de la source froide. Un rendement de Carnot nominal est calculé à partir du COP nominal :

$$\eta_{Carnot,nom} = \frac{COP_{nom}}{COP_{Carnot,nom,interne}} \quad (II-128)$$

$COP_{Carnot,nom,interne}$ est le COP de Carnot nominal calculé au niveau du fluide frigorigène :

$$COP_{Carnot,nom,interne} = \frac{T_{out,sc,nom} + \Delta T_{cond}}{T_{out,sc,nom} + \Delta T_{cond,nom} - (T_{out,sf,nom} - \Delta T_{evap,nom})} \quad (II-129)$$

où $\Delta T_{cond,nom}$ est la valeur nominale de la différence de température entre le fluide frigorigène et le fluide au niveau du condenseur et $\Delta T_{eva,nom}$ celle de la différence de température entre le fluide frigorigène et le fluide au niveau de l'évaporateur. Le COP de la pompe à chaleur est calculé selon l'Eq(II-130) :

$$COP = \eta_{Carnot,nom} \cdot COP_{Carnot} \cdot \eta_{TDC} \quad (II-130)$$

Le rendement est supposé indépendant de la charge partielle. Par conséquent η_{TDC} est égal à 1. Le flux de chaleur extrait de la source froide \dot{Q}_{evap} et celui ajouté à la source chaude \dot{Q}_{cond} sont calculés à partir du COP :

$$\dot{Q}_{evap} = -(1 - COP) \cdot \dot{W}_{PAC} \quad (II-131)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{W}_{PAC} + \dot{Q}_{evap} = COP \cdot \dot{W}_{PAC} \quad (II-132)$$

II.12.2 Modélisation exergetique et exergoéconomique

Les grandeurs exergoéconomiques intervenant dans cette partie sont présentées sur la Figure II-21. Le bilan exergoéconomique appliquée à la pompe à chaleur donne (Figure II-21):

$$\dot{E}x_D = \dot{E}x_{in,sc} + \dot{E}x_{in,sf} - \dot{E}x_{out,sc} - \dot{E}x_{out,sf} + \dot{W}_{PAC} \quad (II-133)$$

Le but de la pompe à chaleur étant de réchauffer la source chaude grâce à la chaleur prélevée à la source froide et une puissance électrique, l'approche F-P-L définit la source froide et la puissance électrique comme les fuels et la source chaude comme le Produit. On obtient ainsi :

$$\dot{E}x_F = \dot{E}x_{in,sf} - \dot{E}x_{out,sf} + \dot{W}_{PAC} \quad (II-134)$$

$$\dot{E}x_P = \dot{E}x_{out,sc} - \dot{E}x_{in,sc} \quad (II-135)$$

Le bilan exergoéconomique du système s'écrit alors :

$$\dot{C}_{out,sc} - \dot{C}_{in,sc} = \dot{C}_{in,sf} - \dot{C}_{out,sf} + \dot{C}_{elec,PAC} + \dot{Z}_{PAC} \quad (II-136)$$

Les coûts spécifiques des flux entrant $c_{in,sc}$ et $c_{in,sf}$ étant supposés connus car égaux aux coûts de sortie des composants précédents, la résolution de l'Eq(II-136) nécessite de faire une hypothèse sur le coût spécifique du flux sortant côté source froide $c_{out,sf}$. Ce coût spécifique étant celui du flux sortant d'un Fuel, à savoir le flux de la source froide, d'après la F-rule énoncée en II.2.3.2, il est égal à la moyenne pondérée des coûts spécifiques en entrée de ce même Fuel, c'est-à-dire $c_{in,sf}$.

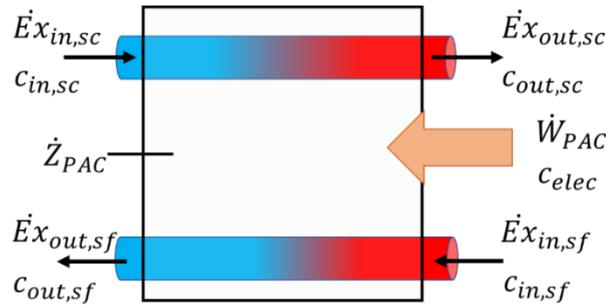


Figure II-21 - Schéma du modèle exergétique et exergoéconomique de la pompe à chaleur

L'application de la F-rule donne donc :

$$c_{out,sf} = c_{in,sf} \quad (\text{II-137})$$

Il est alors possible d'estimer des coûts Fuel et Produit :

$$\dot{C}_F = c_{in,sf} \cdot (\dot{E}x_{in,sf} - \dot{E}x_{out,sf}) + c_{elec} \cdot \dot{W}_{PAC} \quad (\text{II-138})$$

$$\dot{C}_P = \dot{C}_F + \dot{Z}_{PAC} \quad (\text{II-139})$$

II.13 Modélisation d'un système complet du stockage intersaisonnier

L'intégration d'un stockage intersaisonnier en champ de sondes dans un système de production de chaleur nécessite l'installation d'un ballon tampon entre la production de chaleur et le BTES, afin de réduire la puissance envoyée vers le BTES en étalant sa charge dans le temps. Par ailleurs, il est utile d'intercaler une pompe à chaleur entre le BTES et le réseau de chaleur pour élever la température du fluide réchauffant le réseau. Le fluide sortant du BTES lors de sa décharge sert alors de source froide à la pompe à chaleur, la source chaude étant le retour réseau. Ces ajouts requièrent l'intégration de deux pompes, l'une pour la charge du BTES, l'autre pour sa décharge. Le système résultant de l'ajout d'un ballon tampon et d'une pompe à chaleur au BTES tel que présenté précédemment est schématisé sur la Figure II-22a et b. Dans la suite de cette thèse ce système sera nommé stockage intersaisonnier, ses limites sont représentées par les pointillés. Lorsque le champ de sondes est en charge (Figure II-22a), les vannes V11 et V12 sont fermées tandis que les vannes V13 et V14 sont ouvertes. Le fluide chaud sort par le haut du ballon tampon et entre dans le BTES. Le fluide froid en ressort et rejoint le bas du ballon tampon via la pompe P3. Lorsque le BTES se décharge (Figure II-22b), le fluide chaud sort du BTES et entre du côté de la source froide de la pompe à chaleur via la pompe P4. Le fluide refroidi en ressort pour entrer dans le BTES. Les vannes V11 et V12 sont alors ouvertes et les vannes V13 et V14 fermées.

Ce système résultant de la connexion de plusieurs modèles tous présentés précédemment, il n'y a pas de bilans de masse, de pertes de charge et d'énergie résolus à l'échelle du système complet. Ces bilans sont résolus à l'intérieur de chaque composant et les caractéristiques du fluide en entrée d'un modèle sont celle en sortie du modèle précédent.

L'établissement du modèle exergoéconomique repose sur un bilan à l'échelle du stockage intersaisonnier en reprenant les raisonnements menés sur le ballon tampon (II.10.2 et II.10.3), le BTES (II.11.2) et la pompe à chaleur (II.12.2). Etant donné que le but du système diffère entre la saison de charge et la saison de décharge, deux modèles exergoéconomiques distincts sont écrits, un pour chacune des saisons.

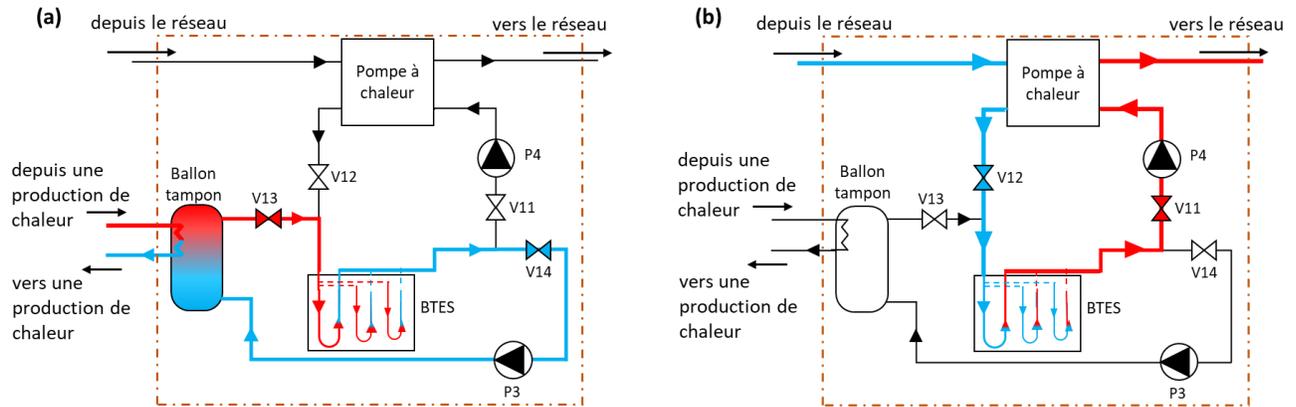


Figure II-22 - Schéma du système complet de stockage intersaisonnier avec le parcours du fluide en charge (a) et en décharge (b)

II.13.1 Approche exergoéconomique lors de la saison de charge du BTES

Lors de la saison de charge du BTES, le système en fonctionnement se limite au ballon tampon, au BTES et à la pompe P3 relié entre eux en série tel que représentés sur la Figure II-23. D'après les flux d'exergie traversant les frontières du système et représentés sur cette figure, le bilan exergoéconomique en dynamique du système s'écrit :

$$\frac{dEx_{buffer}(t)}{dt} = \dot{Ex}_{in,fLHX}(t) - \dot{Ex}_{out,fLHX}(t) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{paroi}(t)}\right) \cdot \dot{Q}_{paroi}(t) + \dot{W}_{P3}(t) - \dot{Ex}_D(t) \quad (II-140)$$

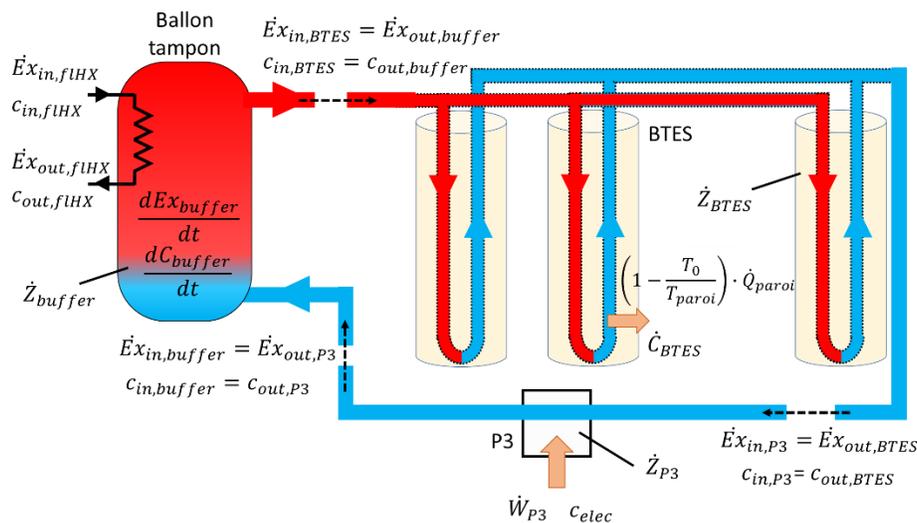


Figure II-23 - Schéma de la connexion entre le ballon tampon, le BTES et une pompe pour former le modèle de stockage intersaisonnier en charge et correspondances des grandeurs exergoéconomiques entre les sous-modèles

Pendant la saison de charge le but de l'installation est de lisser une production de chaleur grâce au ballon tampon et de la transférer au sol dans le champ de sondes en imposant une circulation du fluide

avec la pompe P3. Par conséquent le flux d'exergie venant de la production de chaleur et la puissance électrique fournie au système par la pompe P3 sont associés au Fuel. Le flux d'exergie transféré au sol dans le champ de sondes est associé au Produit. Comme présenté en II.10.2, la variation d'exergie dans le ballon $\frac{dEx_{buffer}(t)}{dt}$ est assignée à du Fuel si elle est négative et à du Produit si elle est positive. L'analyse F-P-L peut être résumée ainsi :

$$\dot{Ex}_F(t) = \dot{Ex}_{in,flHX}(t) - \dot{Ex}_{out,flHX}(t) + \dot{W}_{P3}(t) + \left| \min \left(0, \frac{dEx_{buffer}(t)}{dt} \right) \right| \quad (\text{II-141})$$

$$\dot{Ex}_P(t) = - \left(1 - \frac{T_0}{T_{paroi}(t)} \right) \cdot \dot{Q}_{paroi}(t) + \max \left(0, \frac{dEx_{buffer}(t)}{dt} \right) \quad (\text{II-142})$$

L'établissement du bilan exergoéconomique dynamique du système lors de la charge du BTES suit le même raisonnement que celui présenté en II.10.2 pour le ballon tampon, à ceci près que les flux de coût entrant et sortant du ballon ne sont plus des flux traversant les frontières du système (Figure II-23), ils ne sont donc pas pris en compte dans le bilan. En revanche le flux de coût transféré au sol dans le BTES apparait :

$$\begin{aligned} \frac{dC_{buffer}(t)}{dt} = & \dot{C}_{in,flHX}(t) - \dot{C}_{out,flHX}(t) - \dot{C}_{BTES}(t) + \dot{C}_{W,P3}(t) + \dot{Z}_{buffer} \\ & + (\dot{Z}_{P3} + \dot{Z}_{BTES}) \cdot \delta_{P3} \end{aligned} \quad (\text{II-143})$$

δ_{P3} est une variable binaire égale à 1 lorsque la pompe P3 est en marche et 0 sinon. L'eq(II-143) est valable lors des trois modes de fonctionnement du ballon tampon présenté en II.10.2. La pompe P3 et le champ de sondes ne fonctionnent que lors des modes 2 et 3 du ballon tampon. Par conséquent lorsque le ballon tampon se charge grâce à la chaleur transmise par l'échangeur mais qu'il ne se décharge pas dans le champ de sondes, il n'y a pas lieu d'inclure le coût d'investissement de la pompe et du BTES dans le bilan exergoéconomique. En revanche, le ballon tampon est toujours utilisé lorsque le système BTES fonctionne en charge. Par conséquent son coût d'investissement doit toujours être pris en compte.

Le coût spécifique du flux entrant $c_{in,flHX}$ étant supposé connu car égal au coût de sortie du composant précédent, la résolution de l'Eq(II-143) nécessite de faire une hypothèse sur le coût spécifique du flux sortant de l'échangeur $c_{out,HX}$. L'application de la F-rule donne $c_F = c_{out,HX} = c_{in,HX}$ (cf. II.10.3). La définition du coût spécifique du Produit dépend du mode de fonctionnement du ballon tampon :

- mode 1 : $\frac{dEx_{buffer}(t)}{dt} \geq 0$ et $\delta_{P3} = 0$, le seul Produit est la chaleur stockée dans le ballon tampon. La situation identique à celle présentée en II.10.3. Le coût spécifique du Produit et les flux de coûts associés au Fuel et au Produit sont calculés par les équations (II-93), (II-94) et (II-95).
- mode 2a : $\frac{dEx_{buffer}(t)}{dt} \geq 0$ et $\delta_{ch,BTES} = 1$, la chaleur transférée au sol dans le champ de sondes est le second Produit. Dans ce cas l'Eq(II-143) contient deux inconnues : C_{buffer} et \dot{C}_{BTES} . La P-rule stipule que chaque unité d'exergie est fournie au même coût moyen au flux traversant la paroi des sondes et à l'exergie stockée dans le ballon. L'application de cette règle fourni l'équation auxiliaire suivante :

$$c_P(t) = c_{buffer}(t) = \frac{C_{buffer}(t)}{Ex_{buffer}(t)} = \frac{\dot{C}_{BTES}(t)}{-\left(1 - \frac{T_0}{T_{paroi}(t)}\right) \cdot \dot{Q}_{paroi}(t)} \quad (\text{II-144})$$

Le flux de coût associé au Fuel est alors celui de l'exergie entrant dans l'échangeur du ballon moins celui en sortant plus celui de l'exergie-travail de la pompe P3 :

$$\dot{C}_F(t) = c_{in,flHX}(t) \cdot [\dot{E}x_{in,flHX}(t) - \dot{E}x_{out,flHX}(t)] + c_{elec} \cdot \dot{W}_{P3}(t) \quad (\text{II-145})$$

Le flux de coût associé au Produit est :

$$\dot{C}_P(t) = \frac{dC_{buffer}(t)}{dt} + \dot{C}_{BTES}(t) \quad (\text{II-146})$$

- mode 2b et 3 : $\frac{dEx_{buffer}(t)}{dt} < 0$ et $\delta_{ch,BTES} = 1$. La pompe P3 fonctionne, la chaleur est transmise du ballon tampon vers les sondes du BTES et du fluide circule toujours dans l'échangeur du ballon (mode 2b) ou non (mode 3). Le seul Produit du processus est la chaleur transférée au sol dans le BTES. En effet, l'exergie contenue dans le ballon diminue, elle est donc associée à un Fuel (II.10.2). Son coût spécifique a été calculé à la fin du fonctionnement en mode 2a suivant l'Eq(II-99). L'Eq(II-143) peut alors être réécrite sous la forme :

$$\dot{C}_{BTES}(t) = \dot{C}_{in,flHX}(t) - \dot{C}_{out,flHX}(t) + c_{buffer}(t_{stop}) \cdot \left| \frac{dEx_{buffer}(t)}{dt} \right| + \dot{Z}_{buffer} + \dot{Z}_{P3} + \dot{Z}_{BTES} \quad (\text{II-147})$$

Par rapport au mode 2a, la variation de coûts dans le ballon n'est plus associée au Produit mais au Fuel. Les flux de coût associés au Fuel et au Produit sont alors :

$$\dot{C}_F(t) = c_{in,flHX}(t) \cdot [\dot{E}x_{in,flHX}(t) - \dot{E}x_{out,flHX}(t)] + c_{elec} \cdot \dot{W}_{P3}(t) + \left| \frac{dC_{buffer}(t)}{dt} \right| \quad (\text{II-148})$$

$$\dot{C}_P(t) = \dot{C}_{BTES}(t) \quad (\text{II-149})$$

A la fin de la saison de charge, la quantité d'exergie totale transférée par le fluide à la paroi du BTES est calculée par l'Eq(II-115). De même, le coût global de l'exergie totale transmise à la paroi du BTES par le fluide est calculée par l'Eq(II-121) en conservant l'hypothèse supposant le BTES entièrement déchargé à la fin d'un cycle de charge/décharge. Le coût spécifique moyen de l'exergie transmise pendant toute la saison de charge est calculé par l'Eq(II-122) et noté c_{BTES} . Le raisonnement mené dans le modèle exergoéconomique du BTES seul est utilisé : la valeur du coût spécifique moyen de l'exergie transmise du sol est calculée une fois par cycle de charge/décharge, à la fin de ce cycle, et reste constante pendant tout le cycle suivant. Elle est considérée comme le coût spécifique de l'exergie de la chaleur fournie au fluide par la paroi durant la période de décharge suivante.

II.13.2 Approche exergoéconomique lors de la saison de décharge du BTES

Lors de décharge du BTES, le ballon tampon et la pompe P3 ne fonctionnent pas. Le champ de sondes se décharge dans la PAC. Le système en fonctionnement se limite donc au BTES, à la pompe P4 et à la pompe à chaleur relié entre eux en série tel que représentés sur la Figure II-24. D'après les flux

d'exergie traversant les frontières du système et représentés sur cette figure, le bilan exergoéconomique du système s'écrit :

$$\dot{E}x_D = \dot{E}x_{in,sc} - \dot{E}x_{out,sc} + \dot{E}x_{Q,paroi} + \dot{W}_{PAC} + \dot{W}_{P3} \quad (\text{II-150})$$

Les Fuels sont l'électricité consommée par la PAC et la pompe P4 et la chaleur extraite du BTES. Comme dans le modèle exergoéconomique de la PAC seule, le Produit est l'augmentation d'exergie du flux de la source chaude :

$$\dot{E}x_F = \dot{E}x_{Q,paroi} + \dot{W}_{PAC} + \dot{W}_{P4} \quad (\text{II-151})$$

$$\dot{E}x_P = \dot{E}x_{out,sc} - \dot{E}x_{in,sc} \quad (\text{II-152})$$

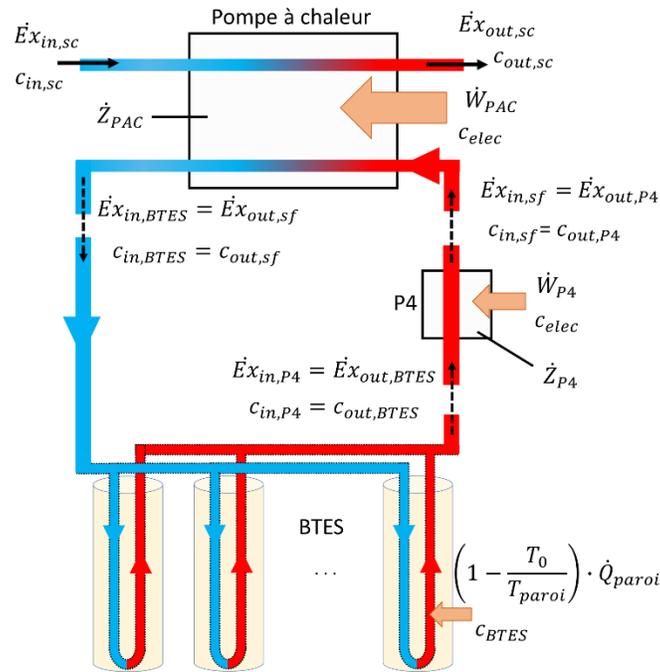


Figure II-24 – Schéma de la connexion entre le BTES, une pompe et la PAC pour former le modèle de stockage intersaisonnier en décharge et correspondances des grandeurs exergoéconomiques entre les sous-modèles

Le bilan exergoéconomique du système s'écrit :

$$\dot{C}_{out,sc} - \dot{C}_{in,sc} = c_{BTES} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{paroi}}\right) \cdot \dot{Q}_{paroi} + \dot{C}_{elec,PAC} + \dot{C}_{elec,P4} + \dot{Z}_{PAC} + \dot{Z}_{P4} \quad (\text{II-153})$$

Comme expliqué en II.11.2, le coût d'investissement annualisé horaire du champ de sondes n'apparaît pas dans le membre de droite car il est contenu dans le coût spécifique c_{BTES} . Les coûts spécifiques Fuel et Produit sont alors :

$$c_F = \frac{c_{BTES} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{paroi}}\right) \cdot \dot{Q}_{paroi} + \dot{C}_{elec,PAC} + \dot{C}_{elec,P4}}{\dot{E}x_{Q,paroi} + \dot{W}_{PAC} + \dot{W}_{P4}} \quad (\text{II-154})$$

$$c_P = \frac{c_{BTES} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{paroi}}\right) \cdot \dot{Q}_{paroi} + \dot{C}_{elec,PAC} + \dot{C}_{elec,P4} + \dot{Z}_{PAC} + \dot{Z}_{P4}}{\dot{E}x_{out,sc} - \dot{E}x_{in,sc}} \quad (\text{II-155})$$

II.14 Conclusion

Dans ce chapitre les modèles développés pour tous les composants d'un système de production d'un réseau de chaleur solaire avec stockage intersaisonnier ont été présentés. Ces modèles énergétiques sont majoritairement issus des bibliothèques *Modelica Standard Library* et *Buildings*, à part le modèle de capteur solaire thermique qui a été entièrement développé pendant cette thèse. Sa validation sera présentée dans le chapitre suivant. Le modèle de chaudière a été amélioré afin de pouvoir calculer l'énergie combustible consommée et de tenir en compte les contraintes opérationnelles inhérentes à certains combustibles et des rendements à charge partielle. De plus, un modèle de stockage intersaisonnier a été créé en connectant un ballon tampon, un champ de sondes, une pompe à chaleur et des pompes.

D'autre part, des bilans exergetique et exergoéconomique en dynamique ont été écrit pour chaque composant. En particulier, une approche originale pour traiter les cas des différents systèmes de stockage (stockage journalier, ballon tampon, champ de sondes) a été proposée. Pour le stockage journalier et le champ de sondes, à partir d'un même bilan exergetique les phases de charge et de décharge ont été distinguées pour définir le Fuel et le Produit et les coûts associés. Une réflexion particulière sur la définition du coût du Fuel lors de l'étape de déstockage a permis de conclure que celui-ci devait être pris égal au coût de la chaleur stockée pendant l'étape de charge. De plus, un raisonnement sur la prise en compte dans les bilans économiques de l'investissement du stockage et de son amortissement a montré que :

- l'investissement de l'équipement ayant été fait pour stocker de la chaleur, le temps de fonctionnement considéré pour rapporter \dot{Z}_{sto} , respectivement \dot{Z}_{BTES} , à des €/h est la durée annuelle de fonctionnement en charge du stockage journalier, respectivement du BTES ;
- l'investissement intervenant dans le calcul du coût de la chaleur stockée, lors de la décharge sa contribution est comprise dans le coût du Fuel c_F . Il ne doit donc pas être pris en compte dans le bilan économique de cette étape.

Pour le ballon tampon, trois modes de fonctionnement principaux ont été identifiés. A partir du raisonnement mené à propos du stockage journalier, le Fuel et le Produit ont été définis pour tous les cas. Une réflexion approfondie a été menée pour le cas où le ballon tampon reçoit de la chaleur tout en en déstockant afin de définir sous quelle condition la chaleur contenue dans le ballon est un Fuel ou un Produit.

A l'instar de la construction du modèle de stockage intersaisonnier présentée en II.13, les composants modélisés dans ce chapitre peuvent être assemblés pour créer des modèles plus complexes représentant les systèmes de production d'un réseau de chaleur. Dans le chapitre suivant, la modélisation du réseau de chaleur solaire de Chateaubriant réalisée au cours de cette thèse est présentée. Les performances du réseau avec et sans champ solaire sont ensuite comparées pour évaluer l'impact de l'ajout du champ solaire sur le réseau.

Chapitre III

Modélisation et simulation du réseau de chaleur solaire de Chateaubriant

III.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de développer un modèle du réseau de chaleur solaire de la ville de Chateaubriant (44). Le climat est océanique, avec 2 400 degrés jours et un ensoleillement horizontal annuel moyen de 1 200 kWh/m². La modélisation est faite en intégrant les modèles de sous-composants développés dans le chapitre précédent.

Le système de production de chaleur est constitué d'une chaufferie regroupant les chaudières à gaz et à bois ainsi que d'une centrale solaire située sur le retour de la branche nord du réseau de distribution, en préchauffage (Figure III-1). Une cogénération est également installée. Cependant, dans la mesure où son fonctionnement dépend des contrats d'électricité et non d'un contrôle fixe, il a été décidé de l'exclure du champ de l'étude dans le cadre de ce projet.

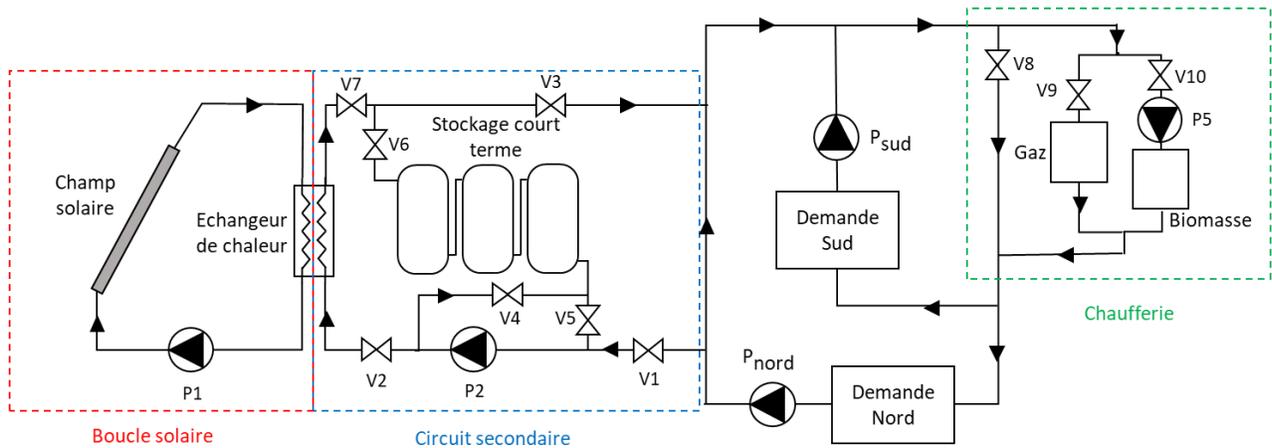


Figure III-1 - Schéma simplifié de la chaufferie et de la centrale solaire de Chateaubriant

Le réseau de distribution consiste en deux branches, l'une desservant la partie nord de la ville et nommée « branche nord » et l'autre desservant la partie sud et nommée « branche sud » (Figure III-1). La demande en chaleur de 8,75 MW et 18,8 GWh par an inclut le chauffage et l'eau chaude sanitaire et est livrée via 33 sous-stations (19 au nord et 14 au sud). Les types de consommateurs, représentant 1 500 équivalents-logements, sont très variés : hôpital, établissements scolaires, gymnases, logements collectifs, piscine, serres.

Afin de réaliser des simulations du réseau les plus fidèles à la réalité possible, il est nécessaire d'utiliser les données d'entrées réelles du système. Les données sur l'année 2019 à un pas de temps de 10 minutes sont utilisées. Dans un souci de continuité de l'échelle du temps malgré les passages à l'heure d'été et à l'heure d'hiver, toutes les dates et heures présentées dans cette thèse sont en GMT+1. Par conséquent, les pics d'ensoleillement estivaux sont attendus autour de 13h et non 14h.

Dans ce chapitre, la modélisation et la loi de commande de chaque partie du système sont décrites. Ensuite, une simulation sur un an du réseau sans champ solaire et avec est réalisée. Les résultats sont comparés et analysés d'un point de vue énergétique, exergetique et exergoéconomique pour comprendre l'impact de l'ajout du champ solaire sur le système de production de chaleur.

III.2 Modélisation de la demande en chaleur

III.2.1 Modélisation du réseau de distribution et des sous-stations

Puisque les travaux du projet SunSTONE et de cette thèse se concentrent sur la partie production d'un réseau de chaleur, il a été décidé de simplifier au maximum la modélisation du réseau de distribution. En effet, modéliser la trentaine de sous-stations aurait complexifié le modèle et augmenté les temps de calcul. De plus, les données spécifiques de chaque sous-station ainsi que les caractéristiques des canalisations n'étaient pas disponibles.

Pour chacune des branches, toutes les sous-stations ont été regroupées dans un modèle de sous-station équivalente. A chaque branche correspond donc une sous-station et une demande en chaleur unique. Le modèle de sous-station équivalente est un échangeur extrayant du fluide la chaleur correspondant à la demande. Le réseau de distribution de chaque branche est modélisé par une canalisation aller (vers la sous-station) et une retour de 2,5 km chacune (Figure III-2). Cette longueur est obtenue en divisant la longueur totale du réseau, soit 10 km, par le nombre de canalisations modélisées, soit deux par branche. Cette modélisation permet de tenir compte de l'inertie due à la boucle de distribution tout en conservant un modèle simple.

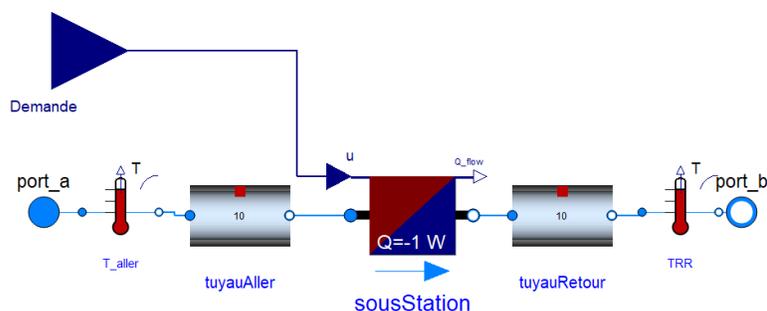


Figure III-2 - Modèle du réseau de distribution d'une branche implémenté sur Dymola

III.2.2 Données du réseau de distribution et de la chaufferie

Les données relatives au réseau de distribution fournies par Cofely sont :

- la température de départ de la chaufferie vers le réseau ;
- la température à l'entrée de la chaufferie, mesurée après le mélange des deux branches ;
- la puissance fournie au réseau ;
- le débit du réseau au départ de la chaufferie;
- la température de retour réseau pour chacune des branches ;
- la demande en chaleur pour chacune des branches ;
- le débit de chacune des branches.

Les débits, les températures de retour et la demande de chaque branche sont le résultat de calculs basés sur les données extraites des sous-stations. De ce fait, on observe des écarts entre la puissance fournie au réseau, mesurée au niveau de la chaufferie, et la somme des demandes en chaleur nord et sud au niveau des sous-stations. Ces écarts sont représentés sur la Figure III-3. On observe que pour

les faibles puissance (<0,5 MW) la tendance est à une demande totale supérieure à la puissance réseau et que pour les puissance plus élevées la tendance est à une puissance réseau supérieure à la demande totale.

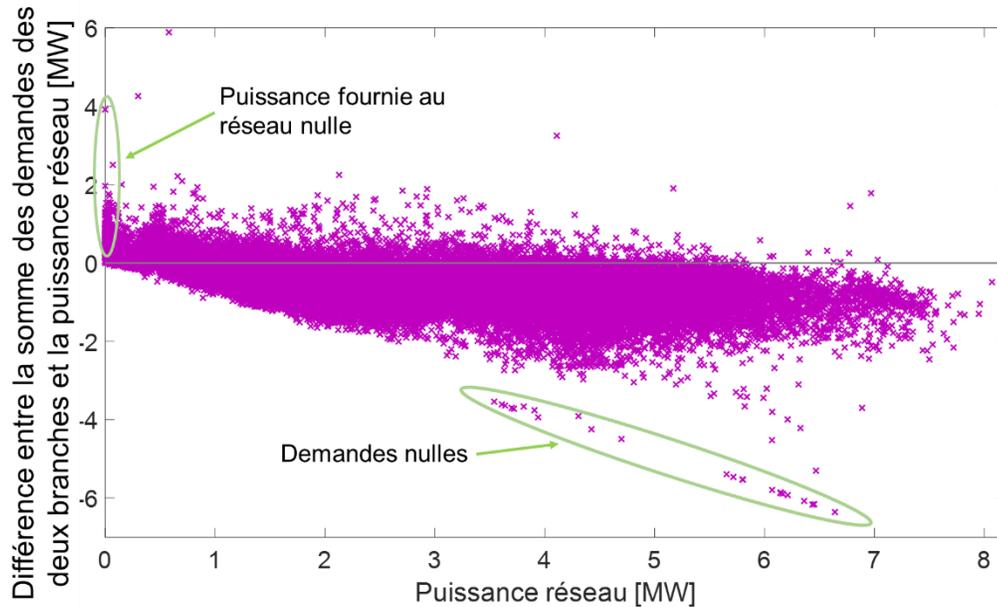


Figure III-3 - Différence entre la puissance réseau calculée dans la chaufferie et la somme des demandes nord et sud en fonction de la puissance réseau.

Une des causes des écarts est l’inertie de la propagation de la chaleur dans le réseau de distribution. En effet, étant donné que la puissance fournie au réseau est calculée au niveau de la chaufferie alors que les demandes des branches sont calculées au niveau des sous-stations, il y a forcément un déphasage entre les deux grandeurs. Les écarts très importants par rapport à puissance fournie au réseau attendue sont causés par une valeur très faible voire nulle soit de la puissance fournie au réseau, soit des demandes. Ces valeurs très faibles sont dues à des anomalies de mesures réalisées sur le réseau. Ainsi, il existe des périodes allant de quelques dizaines de minutes à plusieurs heures pendant lesquelles les données sont incohérentes : répétitions de lignes strictement identiques, températures de départ réseau nulles ou encore débits anormalement faibles. Dans la mesure où les données de débit et de demande sont des entrées du modèle développé, il est essentiel de les rendre exploitables du 1^{er} janvier au 31 décembre. Pour les températures en revanche, étant donné qu’elles sont uniquement utilisées pour valider le modèle, les erreurs ponctuelles sont moins impactantes.

Les données sont nettoyées de deux manières suivant la durée de la période concernée :

- lorsque la période à corriger est inférieure ou égale à une heure, les données incohérentes sont remplacées par interpolation entre les valeurs au pas de temps précédant et suivant ;
- lorsque la période à corriger excède l’heure, les données de la veille à la même heure sont recopiées.

Les profils de demande ainsi obtenus pour chacune des branches sont tracés sur la Figure III-4. La demande totale, calculée en sommant les demandes des deux branches, est également représentée. Pour chacun des profils deux grandeurs sont tracées : la demande avec une valeur toutes les 10 minutes et la moyenne glissante sur 7 jours. La moyenne glissante permet de lisser les pics de demande journaliers et de rendre plus visible la tendance annuelle.

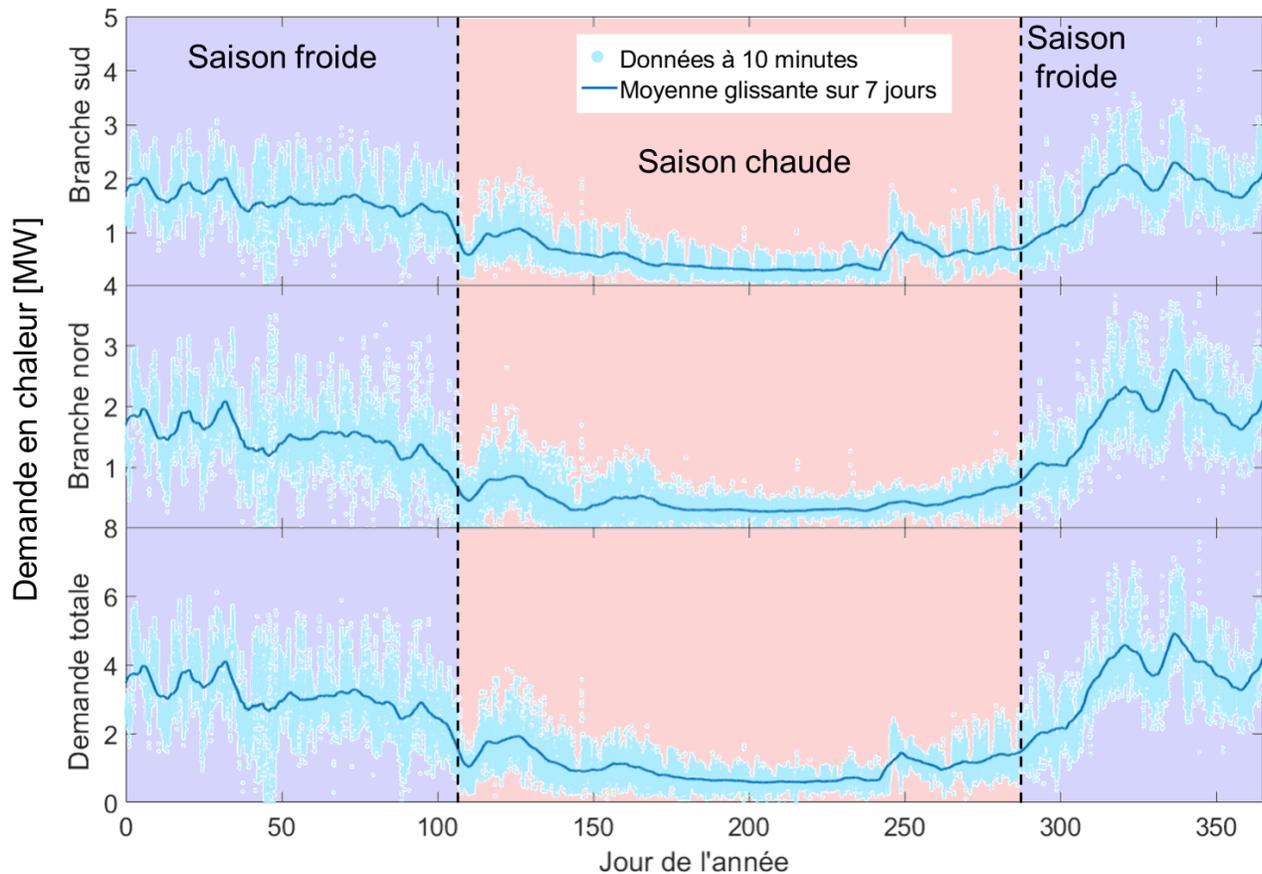


Figure III-4 - Demande en chaleur sur l'année 2019 de la branche sud, nord et du total après le nettoyage des données

On observe que, hormis autour du jour 250 où la demande de la branche sud présente un pic, les demandes des branches nord et sud suivent la même tendance : la demande est plus élevée en hiver, lorsque la demande inclut le chauffage en plus de l'eau chaude sanitaire, qu'en été. Les valeurs moyenne et médiane sur l'année de la branche sud sont 10 à 20 % supérieures à celles de la branche nord (1,11 MW et 1,0 MW contre 1,0 et 0,8) et ont un écart type plus faible (0,70 MW contre 0,75 MW).

Concernant la demande totale, la moyenne annuelle est de 2,14 MW avec un écart type de 1,41 MW. La valeur maximale est atteinte le 11 décembre (jour 345) avec 8,75 MW. Ainsi le profil de demande est divisible en deux périodes correspondant à des niveaux de demande différents : une du 15 avril au 14 octobre (jours 105 à 288) lorsque la demande en chaleur est inférieure à 2 MW (valeur arrondie de la moyenne annuelle) et une autre du 1^{er} janvier au 14 avril (jours 1 à 104) et du 15 octobre au 31 décembre (jours 289 à 365) lorsque la demande est supérieure à 2 MW. Dans la suite de cette thèse, la première période sera nommée saison chaude et la seconde saison froide (Figure III-4).

III.3 Modélisation de la production de chaleur solaire

La centrale solaire est l'installation qui regroupe tout le système permettant la production, le stockage et l'injection dans le réseau de la chaleur solaire. Elle est constituée d'un champ solaire et d'une pompe qui forment la boucle solaire (circuit primaire) et de trois ballons de stockage journalier, d'une

pompe et de sept vannes qui forment le circuit secondaire. Les deux circuits sont séparés par un échangeur de chaleur à plaque situé dans un local technique.

III.3.1 Modélisation de la boucle solaire

III.3.1.1 Données techniques du champ solaire de Chateaubriant

Le champ solaire est composé de 200 capteurs plans haute performance pour une surface d'entrée de 2 340 m² et hors tout de 2 484 m², soit 1,6 MW_{th}. Les capteurs sont inclinés de 30 ° par rapport à l'horizontal. Toutes les caractéristiques des capteurs utilisées sont résumées dans l'annexe 2 Le champ solaire est organisé en batteries de capteurs montés en série. Ces batteries sont raccordées en parallèle au circuit primaire. Le champ solaire peut être divisé en trois sous-champs selon leur orientation et leur surface, comme illustré sur la Figure III-5 :

- 16 batteries de 8 capteurs, soit 1 497,6 m², orientés plein sud (champ 1) ;
- 3 batteries de 6 capteurs, soit 210,6 m², orientés plein sud (champ 2) ;
- 9 batteries de 6 capteurs, soit 631,8 m², orientés 7 ° sud-est (champ 3).

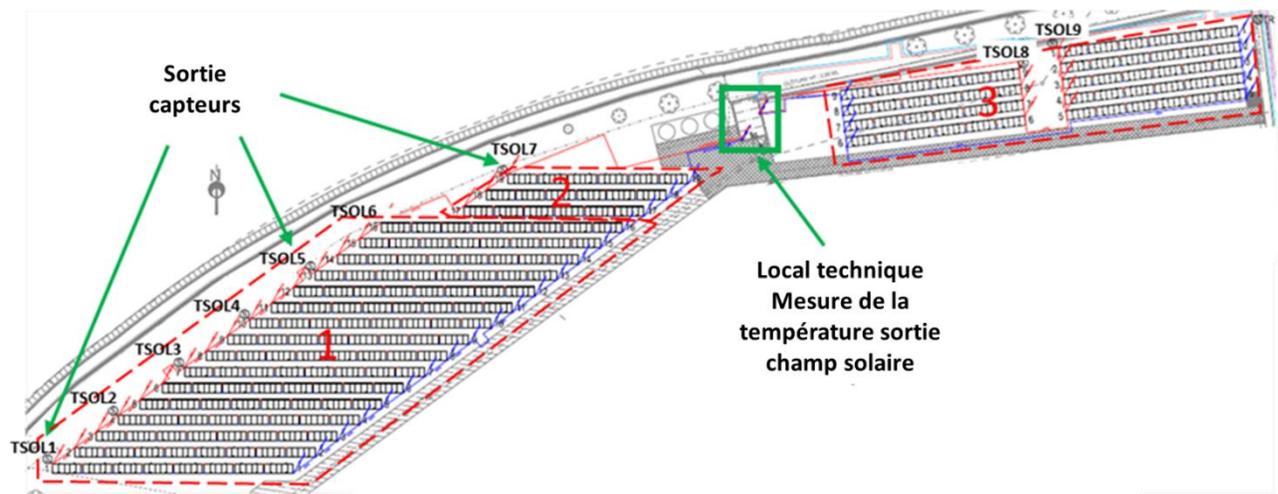


Figure III-5 - Schéma du champ solaire de Chateaubriant

Les trois batteries du champ 2 sont raccordées sur la ligne aller et retour du champ 1 tandis que le champ 3 est raccordé aux deux autres dans le local technique. Les températures de sortie de capteurs sont mesurées en bout de batterie (notées T_{sol1-9} sur la Figure III-5). La température de sortie du champ solaire, notée $T_{out,coll,tot}$, est mesurée dans le local technique, après le point de mélange des trois champs. La pompe régulant le débit du champ solaire est située dans le local technique. La répartition du débit entre les batteries de capteurs est fixée en fonction de la surface de chaque batterie.

III.3.1.2 Modélisation du champ solaire

Les spécificités des trois sous-champs conduisent à modéliser le champ solaire en trois sous-champs, chacun modélisé par le modèle de capteur présenté en II.5. La modélisation d'un sous-champ par un capteur équivalent plutôt que 18 (champ 3) à 128 (champ 1) capteurs permet de réduire

considérablement de nombre d'équations et ainsi de diminuer le temps de calcul. Afin d'assurer l'équipartition du débit entre les sous-champ au prorata de leur surface, une pompe est placée en amont de chaque sous-champ (Figure III-6). Le sous-modèle permettant d'imposer une température de sortie de boucle solaire $T_{out,coll,tot}$ est présenté en III.3.2.3. Le modèle de fluide utilisé dans le modèle de la boucle solaire est le modèle *Antifreeze.PropyleneGlycolWater* de la bibliothèque *Buildings.Media* (mono-propylène glycol à 33 %).

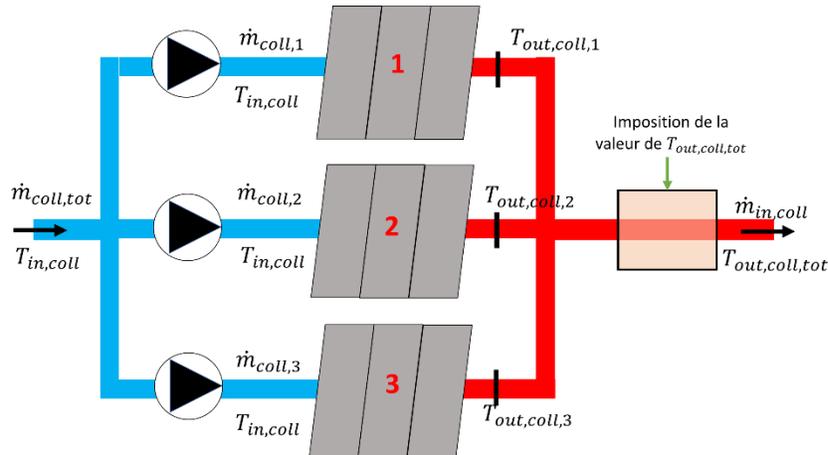


Figure III-6 - Schéma du champ solaire composé de trois sous-champs et de trois pompes

Les paramètres des modèles de chaque sous-champ sont présentés dans le Tableau III-1. Le débit total $\dot{m}_{coll,tot}$ est fixé à 18,5 kg/s. Chaque pompe a un rendement de 0,45.

Tableau III-1 - Paramètres des modèles de sous-champs

Numéro du sous-champ	i	1	2	3	Total
Surface d'entrée	$A_{p,i} [m^2]$	1497,6	210,6	631,8	2340
Ratio surface sous champ/surface totale	$\frac{A_{p,i}}{A_{p,coll}}$	0.64	0.09	0.27	1
Débit	$\dot{m}_{coll,i} [kg/s]$	11,8	1,7	5,0	18,5
Nombre de capteurs	/	128	18	54	200

Par soucis de simplicité, les trois sous-champs ne seront pas distingués dans la suite de cette étude. Il ne sera fait mention que du champ solaire et de la pompe P1, regroupant les trois débits (cf. Figure III-1).

III.3.1.3 Modélisation exergetique et exergoéconomique du champ solaire

Les performances exergetiques et exergoéconomiques du champ solaire sont évaluées par l'approche F-P-L. Lorsque le champ solaire fonctionne, le Fuel est l'exergie solaire et la puissance électrique de la pompe et le Produit est l'augmentation de l'exergie du fluide entre l'entrée et la sortie du champ solaire. On a donc :

$$\dot{E}x_{F,coll} = \dot{E}x_{sun} + \dot{W}_{elec,P1} \quad (III-1)$$

$$\dot{E}x_{P,coll} = \dot{E}x_{out,coll,tot} - \dot{E}x_{in,coll} \quad (III-2)$$

Le coût horaire du Fuel est alors la somme de la contribution du flux solaire et de l'électricité de la pompe :

$$\dot{C}_{F,coll} = c_{sun} \cdot \dot{E}x_{sun} + c_{elec} \cdot \dot{W}_{elec,P1} \quad (III-3)$$

L'exergie solaire est considérée comme une ressource gratuite avec $c_{sun} = 0$ (cf. II.5.2). Le coût d'investissement du champ solaire est calculé comme la somme du coût d'investissement des 200 capteurs et de la pompe P1.

De plus, les temps de fonctionnement des capteurs et des pompes sont identiques. Le coût horaire du Produit est alors :

$$\dot{C}_{P,coll} = \dot{C}_{F,coll} + \dot{Z}_{coll} = \dot{C}_{F,coll} + (\dot{Z}_{cap} + \dot{Z}_{P1}) \quad (III-4)$$

III.3.1.4 Contrôle de la boucle solaire

Les lois de commande implémentées dans ce modèle sont celles en place dans la centrale solaire de Chateaubriant et les valeurs seuils ont été déterminées par une approche empirique. La mise en marche et l'arrêt de la boucle solaire sont décidées par le fonctionnement en tout ou rien de la pompe P1, contrôlé par une variable binaire $OnOff_{P1}$. Cette variable dépend d'un seuil d'ensoleillement calculé à partir de la température retour réseau de la branche nord T_{RRN} avec une hystérésis de 50 W/m^2 . Afin d'éviter que la pompe s'allument lors d'une courte éclaircie ou s'éteignent lors d'un court passage nuageux, une temporisation est ajoutée. Le mode antigel permet de faire circuler le fluide dans la boucle primaire et ainsi d'éviter le gel du circuit. Il est activé lorsque la température du fluide est en dessous d'une température seuil $T_{antigel}$ depuis au moins une durée $t_{antigel}$. Le diagramme de décision du contrôle de la boucle primaire est détaillé sur la Figure III-7 pour le cas où la boucle solaire est en fonctionnement (a) et pour le cas où elle est à l'arrêt (b).

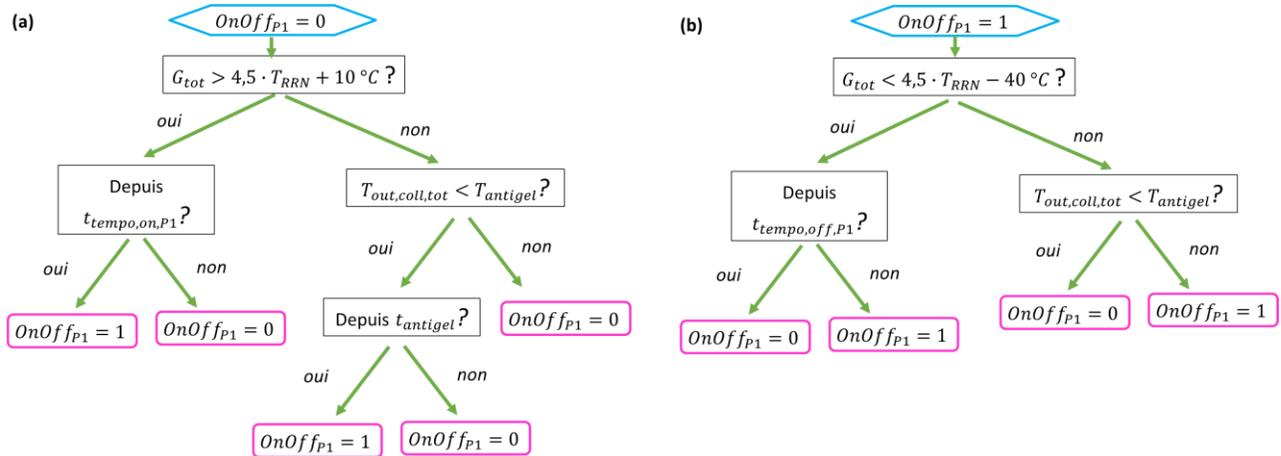


Figure III-7 - Diagramme de décision du contrôle de la boucle solaire

Lorsque la variable binaire $OnOff_{P1}$ est égale à 1, la pompe fonctionne et fournit un débit constant. Une rampe de montée en régime permet de faire en sorte que la pompe s'allume et s'éteigne progressivement, pendant un temps $t_{rampe,P1}$. Les valeurs utilisées pour les temporisations et la température seuil d'antigel sont précisées dans le Tableau III-2.

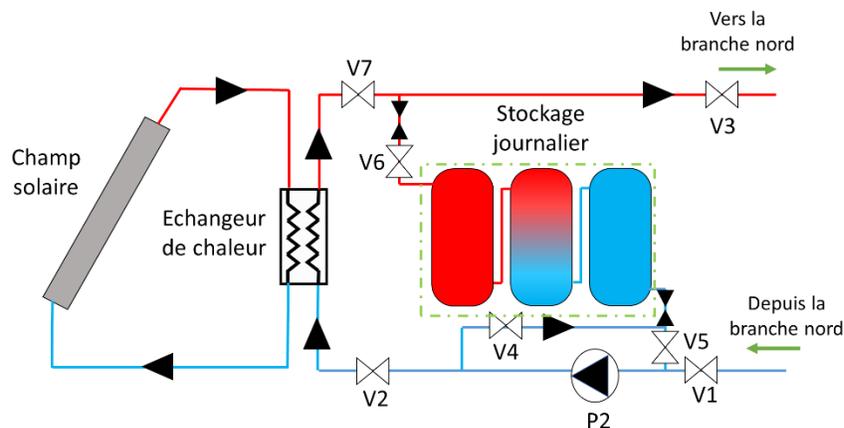
Tableau III-2 - Paramètre du contrôle des pompes

Paramètre	Notation	Valeur
Temporisation de mise en marche	$t_{tempo,on,P1}$	180 s
Temporisation de mise en arrêt	$t_{tempo,off,P1}$	600 s
Durée de la rampe de montée/descente en régime	$t_{rampe,P1}$	600 s
Température seuil pour le mode antigel	$T_{antigel}$	5 °C
Temporisation de démarrage du mode antigel	$t_{antigel}$	600 s

III.3.2 Modélisation de la centrale solaire

III.3.2.1 Description et données techniques

Le modèle global de la centrale solaire est composé du modèle de champ solaire précédemment décrit, d'une pompe notée P2, d'un modèle de stockage journalier et de sept vannes. Un échangeur de chaleur relie le modèle de champ solaire au reste du système (Figure III-8). Le modèle de stockage journalier est constitué de trois ballons de stockage identiques en série, chacun modélisé par le modèle présenté en II.7.

**Figure III-8 - Schéma du modèle de la centrale solaire**

Les valeurs des paramètres des modèles des sous-composants utilisés sont résumées dans le Tableau III-3. La valeur choisie pour l'efficacité de l'échangeur de chaleur est sa valeur moyenne annuelle, calculée à partir des données expérimentales. Les paramètres des sept vannes sont identiques. Le modèle de fluide utilisé dans la boucle secondaire est le modèle *Water* de la bibliothèque *Buildings.Media* qui modélise l'eau comme un liquide incompressible (pas de changement de phase) dont la masse volumique, la capacité thermique, la conductivité thermique et la viscosité sont constantes.

Tableau III-3 - Valeurs des paramètres des modèles constituant la centrale solaire

Paramètre	Notation	Valeur
Ballon de stockage journalier unitaire		
Volume de chaque ballon	V_{sto}	50 m ³
Hauteur	l	7,986 m
Conductivité thermique de l'isolant	$\lambda_{iso,sto}$	0,034 W/(m.K)
Épaisseur de l'isolant	$e_{iso,sto}$	0,15 m
Nombres de couches de stratification	n	30
Pompe P1¹		
Rendement	η_{P1}	0,45
Pompe P2²		
Rendement	η_{P2}	0,58
Echangeur de chaleur		
Efficacité	ε_{HX}	0.69
Vanne		
	Kv	300
	$riseTime$	180 s
	$filteredOpening$	10 ⁻³

III.3.2.2 Loi de commande

Le contrôle du circuit secondaire se fait par l'actionnement des vannes V1 à V7 et de la pompe P2. Trois modes de fonctionnement principaux sont définis :

- *mode direct* : l'énergie solaire captée est directement transférée au réseau pour préchauffer le retour de la branche nord. L'échangeur de chaleur est alors directement connecté au réseau grâce à l'ouverture des vannes V1, V2, V7 et V3 (Figure III-9a). Le débit imposé par la pompe P2 est égal à la valeur minimale entre son débit nominal et le débit de la branche nord.
- *mode charge* : l'énergie solaire captée est stockée dans le stockage journalier. L'échangeur de chaleur et le stockage journalier fonctionnent alors en boucle fermée avec les vannes V2, V7, V6 et V5 ouvertes (Figure III-9b). La pompe P2 impose un débit égal à son débit nominal.
- *mode décharge* : l'énergie solaire stockée dans le stockage journalier est déchargée dans le réseau. Les vannes V1, V4, V6 et V3 sont ouvertes (Figure III-9c). Le débit de décharge est ajusté en fonction de la demande et de la température en haut du stockage.

¹ Modèle de la pompe installé à Chateaubriant : NEXIS V5202/2-OSE/KS/400-50-7,5kW-Q7Q7 (marque : SALMSON)

² Modèle de la pompe installé à Chateaubriant : JRE206-12-3-3G-IE4 (marque : SALMSON)

Pour les Figure III-9a-c, les zones voilées en blancs correspondent aux composants qui n'interviennent pas dans le mode de fonctionnement en opération. Dans un souci de clarté et pour éviter la surcharge des schémas, les points de mesure des quatre températures intervenant dans la loi de commande détaillée infra sont uniquement indiqués sur la Figure III-9d représentant le mode repos qui sera détaillé au paragraphe suivant.

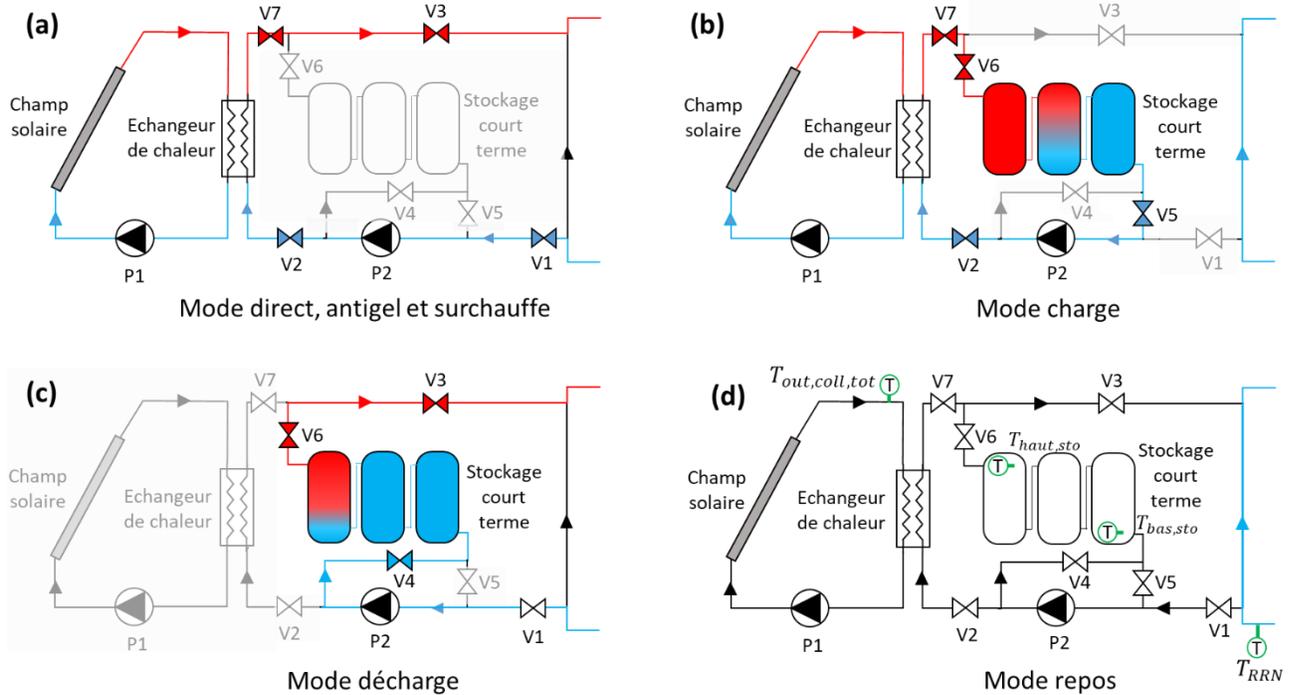


Figure III-9 - Schéma du fonctionnement de la centrale solaire avec le mode direct (a), charge (b), décharge (c) et repos (d).

De plus, le mode antigel présenté en III.3.1.4 nécessite le fonctionnement du circuit secondaire. Sa configuration est identique à celle du mode direct : le fluide issu du retour réseau circule dans l'échangeur de chaleur pour réchauffer le fluide de la boucle solaire. Enfin, dans le but d'éviter un risque de surchauffe des capteurs solaires, un mode surchauffe est implémenté (voir infra). Sa configuration est identique à celle du mode direct : le but est de faire entrer du fluide froid dans l'échangeur coté circuit secondaire pour refroidir le fluide de la boucle solaire. Lorsque qu'aucun de ces modes ne peut être activé, le circuit secondaire est au repos. L'état de la pompe P2 et les positions des vannes V1 à V7 pour chacun des modes sont résumés dans le Tableau III-4. Pour faciliter le pilotage du système, des variables sont définies pour chacun des modes. Chacune d'elle est égale à 1 si le mode correspondant est activé, 0 sinon (Tableau III-4).

Le débit imposé par la pompe P2 pour chacun des modes, hors repos, est :

$$\dot{m}_{P2} = \begin{cases} \min(\dot{m}_{P2,nom}, \dot{m}_{RRN}) & \text{si mode direct, antigel ou surchauffe} \\ \dot{m}_{P2,nom} & \text{si mode charge} \\ \left(\frac{T_{haut,sto} - T_{RRN}}{56} + 0,5 \right) \cdot \dot{m}_{P2,nom} & \text{si mode décharge} \end{cases} \quad (III-5)$$

Tableau III-4 - Statut de la pompe P2 et position des vannes pour les différents modes de fonctionnement du circuit secondaire

Mode de fonctionnement	Statut de P2	Position des vannes {V1,V2,V3,V4,V5,V6,V7}	Variable binaire indiquant le mode en cours
Direct	Marche	{1,1,1,0,0,0,1}	isDirect=1
Charge	Marche	{0,1,0,0,1,1,1}	isCharge=1
Décharge	Marche	{1,0,1,1,0,1,0}	isDischarge=1
Antigel	Marche	{1,1,1,0,0,0,1}	isAntiFreeze=1
Surchauffe	Marche	{1,1,1,0,0,0,1}	isOverheat=1
Repos	Arrêt	{0,0,0,0,0,0,0}	isRest=1

Le passage d'un mode à l'autre dépend des différentiels entre la température en sortie de champ solaire $T_{out, coll, tot}$, la température retour réseau T_{RRN} , les températures en haut du stockage et en bas du stockage $T_{haut, sto}$ et $T_{bas, sto}$. La température en haut du stockage est la température de la couche la plus haute du premier ballon. Similairement, la température en bas du stockage est la température de la couche la plus basse du troisième ballon. Le diagramme de décision contrôlant le fonctionnement du circuit secondaire est détaillé sur la Figure III-10.

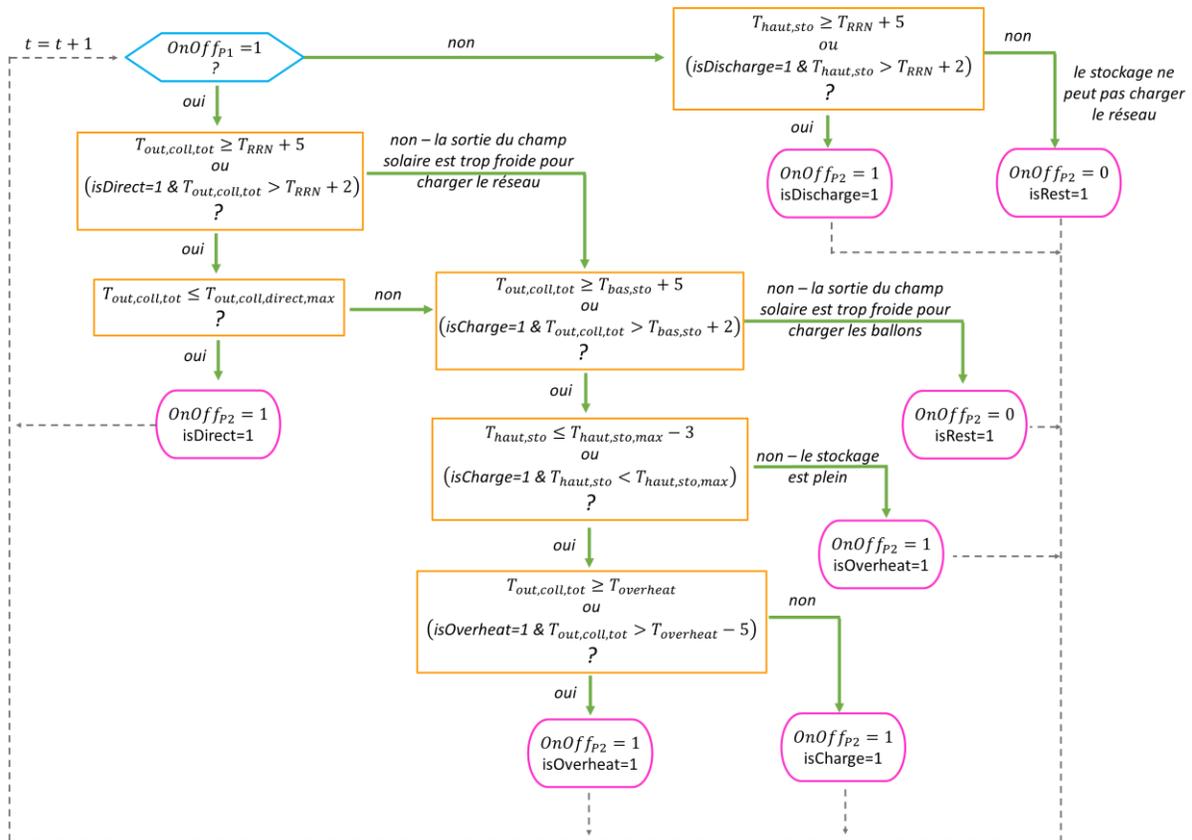


Figure III-10 - Diagramme de décision du contrôle du circuit secondaire de la centrale solaire

Dans le cas où l'ensoleillement est suffisant pour faire fonctionner le champ solaire (voir III.3.1.4), le mode direct est toujours prioritaire sur le mode charge. Afin de ne pas surcharger le réseau, le mode direct est arrêté si la température en sortie du champ solaire dépasse une température seuil réglable $T_{out,coll,direct,max}$. Dans ce cas le mode charge est enclenché si le stockage journalier peut encore être chargé, c'est-à-dire si la température du fluide en haut du premier ballon $T_{haut,sto}$ est inférieure à la température maximale autorisée $T_{haut,sto,max}$. Si ce n'est pas le cas, le système est en surchauffe. Le mode surchauffe est également activé lorsque le fluide en sortie de capteurs dépasse une température $T_{overheat}$, qu'il soit encore possible de charger le stockage journalier ou non.

Le déstockage des ballons dans le réseau démarre lorsque le différentiel entre la température en haut du stockage et celle du retour réseau nord est suffisant. En pratique, cela arrive le plus souvent en fin de journée dès que l'ensoleillement est insuffisant pour faire fonctionner la boucle solaire, à condition que le stockage ait été chargé précédemment.

Dans un souci d'allègement de la figure, le cas où le mode antigel peut être activé n'est pas représenté.

III.3.2.3 Estimation de la température de sortie du champ solaire

La température de sortie du champ solaire $T_{out,coll,tot}$ intervient dans le contrôle du circuit secondaire (cf. III.3.2.2), la précision de son calcul donc est particulièrement importante. Or, comme expliqué en III.3.1.1, sur le site de Chateaubriant cette température est mesurée dans le local technique à plusieurs dizaines de mètres des sorties des capteurs. La distance entre les sorties des capteurs et le point de mesure de $T_{out,coll,tot}$ pouvant être source de pertes thermiques au niveau du fluide, ces pertes doivent être modélisées. La prise en compte des pertes thermiques entre les sorties des capteurs et le point de mesure de $T_{out,coll,tot}$ dans le modèle pourrait se faire par une approche physique en modélisant le réseau de canalisations entre les capteurs et le point de mesure de $T_{out,coll,tot}$. Cependant cela ajoute plusieurs équations au modèle et augmente par conséquent le temps de calcul. L'approche mathématique avec une régression linéaire est donc retenue.

Les valeurs expérimentales mesurées sur site sont utilisées pour créer un modèle de prédiction de $T_{out,coll,tot}$ à partir des températures en sortie des capteurs. Pour ce faire, une température de sortie capteurs équivalente est calculée pour chaque sous-champ. Celle-ci est égale à la moyenne des températures de sortie du sous-champ (cf. Figure III-5):

$$\begin{cases} T_{out,coll,1} = \frac{1}{6} \cdot (T_{sol,1} + T_{sol,2} + T_{sol,3} + T_{sol,4} + T_{sol,5} + T_{sol,6}) \\ T_{out,coll,2} = T_{sol,7} \\ T_{out,coll,3} = \frac{1}{2} \cdot (T_{sol,8} + T_{sol,9}) \end{cases} \quad (III-6)$$

En première approximation, les pertes de chaleur étant majoritairement dues à la différence de température entre le fluide et l'air ambiant, la température $T_{out,coll,tot}$ est supposée dépendre des trois températures équivalentes définies et de la température ambiante. Par ailleurs, la précision de l'estimation de $T_{out,coll,tot}$ est primordiale uniquement lorsque les circuits primaires et secondaires sont susceptibles de fonctionner simultanément et en journée, c'est-à-dire lorsque le fluide de la boucle solaire est déjà à une certaine température, au-delà de 40 °C au moins. Par conséquent, l'estimation de $T_{out,coll,tot}$ par régression linéaire n'est nécessaire que pour des valeurs expérimentales de sortie capteurs supérieures à 40 °C. En dessous de cette valeur, $T_{out,coll,tot}$ peut-

être supposée égale à la température moyenne de sortie capteurs. Ainsi le modèle suivant est considéré :

$$\begin{cases} T_{out,coll,tot} - T_{amb} = \sum_{i=1}^3 (T_{out,coll,i} - T_{amb}) \cdot \alpha_i \text{ si } T_{eq} \geq 40 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_{out,coll,tot} = \frac{1}{\dot{m}_{coll,tot}} \cdot \sum_{i=1}^3 \dot{m}_{coll,i} \cdot T_{out,coll,i} \text{ si } T_{eq} < 40 \text{ } ^\circ\text{C} \end{cases} \quad (\text{III-7})$$

Les données expérimentales des températures de sortie capteurs lorsque le circuit primaire est en fonctionnement en journée représentent un jeu de données de 10 307 quadruplets $[T_{out,coll,tot}; T_{out,coll,1}; T_{out,coll,2}; T_{out,coll,3}]$. 8 246 quadruplets parmi ces 10 307 sont choisis aléatoirement pour effectuer une régression linéaire. La réalisation de cette régression suppose que les coefficients α_i sont non nuls (Eq(III-7)). Pour vérifier qu'il est raisonnable d'exclure l'hypothèse qu'un des coefficients soit nul (i.e. l'hypothèse nulle), la p-value¹ associée à chaque coefficient sera étudiée. Pour cette régression linéaire, un seuil d'erreur à 0,5 % pour rejeter l'hypothèse nulle est considéré.

Les coefficients α_i obtenus sont $\alpha_1 = 0,38649$, $\alpha_2 = 0,21147$ et $\alpha_3 = 0,38874$. La p-value de chacun des coefficients est inférieure à $2,2 \cdot 10^{-16}$. Le modèle de prédiction peut donc être considéré comme valide. La précision de prédiction du modèle est évaluée en utilisant ce modèle pour prédire la valeur de $T_{out,coll,tot} - T_{amb}$ avec les 2 061 quadruplets restant dans le jeu de données. Les résidus, c'est-à-dire la différence entre les valeurs prédites et les valeurs attendues, sont mis en regard des valeurs prédites sur la Figure III-11a.

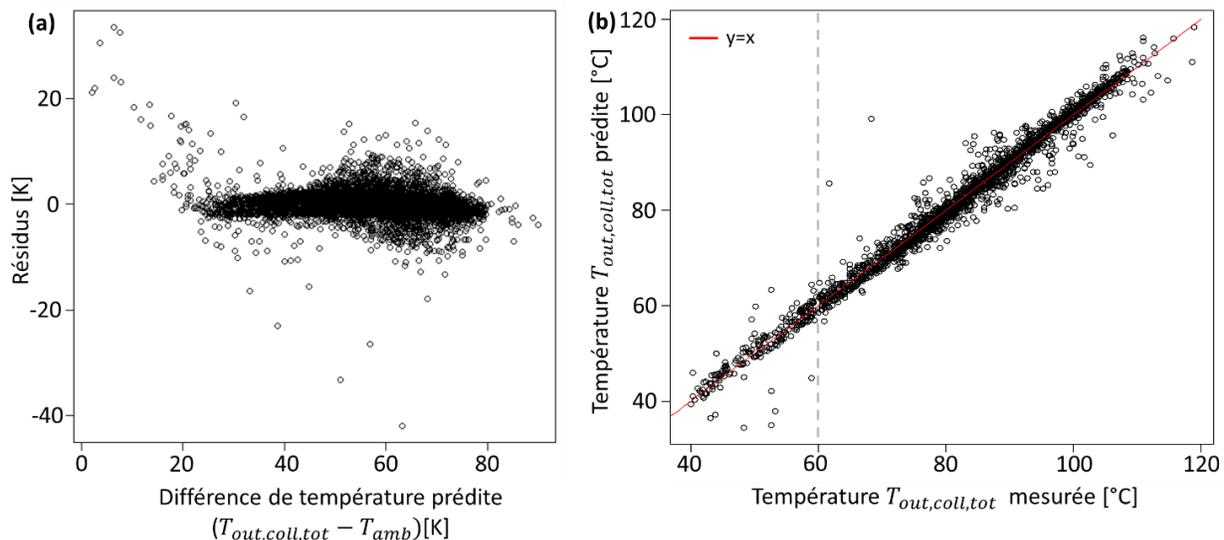


Figure III-11 - Répartition des résidus en fonction de la différence de température prédite (a) et valeur de la température de sortie du champ solaire prédite en fonction de la valeur mesurée (b).

¹ La p-value est la probabilité de se tromper en rejetant l'hypothèse nulle, c'est-à-dire l'hypothèse que la valeur du coefficient concerné est nulle.

L'étude de ces résidus montre que :

- ils sont quasiment centrés (moyenne à 0,12 K), avec un écart-type de 2,44 K.
- la prédiction est moins précise pour les écarts de température inférieurs à 20 K (Figure III-11a), les écarts de température prédits sont supérieurs à ceux attendus.
- une dizaine de résidus inférieurs à -10 K sont observés pour des différences de température entre 20 et 80 K (Figure III-11a).

L'importance de ces écarts observés est évaluée en comparant les valeurs de $T_{out,coll,tot}$ prédites en fonction des valeurs mesurées (Figure III-11b). On observe que, outre deux valeurs très éloignées de la droite $y=x$, la prédiction est satisfaisante pour les valeurs supérieures à 60 °C. Les écarts pour les valeurs inférieures à 60 °C correspondent aux résidus importants observés pour les écarts de température inférieurs à 20 K.

La qualité de la prédiction des valeurs de $T_{out,coll,tot}$, notamment au-delà de 60 °C est jugée suffisante pour que le modèle de prédiction soit validé dans le cadre de son utilisation dans cette thèse.

III.3.3 Modèle exergetique et exergoéconomique de la centrale solaire

Un modèle exergetique et exergoéconomique est développé pour la centrale solaire sur la base des modèles développés pour chaque composant dans le chapitre précédent.

Lorsque le système est en mode direct ou surchauffe, le Fuel est l'exergie solaire reçue et l'énergie électrique des pompes P1 et P2. Le Produit est l'augmentation de l'exergie du fluide entre son entrée dans le système par la vanne V1 et sa sortie par la vanne V3. Lorsque le système est en mode charge, le Fuel est l'exergie solaire reçue et l'énergie électrique des pompes P1 et P2, c'est-à-dire le même que dans le mode direct. Le Produit est l'augmentation de l'exergie du fluide contenu dans le stockage journalier (voir II.7.2). Lorsque le système est en mode décharge, la boucle solaire n'est plus utilisée, le Fuel correspond à la diminution de l'exergie du fluide contenu dans les ballons et l'énergie électrique des pompes P1 et P2. Comme pour le mode direct, le Produit est l'augmentation de l'exergie du fluide entre son entrée dans le système par la vanne V1 et sa sortie par la vanne V3. Les expressions des exergies et des coût horaires associés au Fuel et au Produit pour chacun des cas sont résumés dans le Tableau III-5.

Le coût spécifique de l'exergie du fluide en retour de branche nord est considéré comme nul. Par conséquent $c_{in,solaire} = 0$. Le coût d'investissement de la centrale solaire $\dot{Z}_{solaire}$ est le coût de fourniture et d'installation. Cette valeur est fournie par l'exploitant de la centrale solaire et est égale à 1,35 M€ (cf. Tableau III-8). Le temps de fonctionnement considéré est la somme des temps de fonctionnement en mode direct, charge, décharge et surchauffe.

Tableau III-5 - Expressions des exergies et coûts horaires associés au Fuel et au Produit de la centrale solaire suivant son mode de fonctionnement

Mode	$\dot{E}x_F$	$\dot{E}x_P$
Direct / Surchauffe	$\dot{E}x_{sun} + \dot{W}_{elec,P1} + \dot{W}_{elec,P2}$	$\dot{E}x_{in,solaire} - \dot{E}x_{out,solaire}$
Charge	$\dot{E}x_{sun} + \dot{W}_{elec,P1} + \dot{W}_{elec,P2}$	$\frac{dEx_{sto}}{dt}$
Décharge	$-\frac{dEx_{sto}}{dt} + \dot{W}_{elec,P1} + \dot{W}_{elec,P2}$	$\dot{E}x_{in,solaire} - \dot{E}x_{out,solaire}$
	\dot{C}_F	\dot{C}_P
Direct / Surchauffe	$\dot{C}_{elec,P1} + \dot{C}_{elec,P2}$	$\dot{C}_{in,solaire} - \dot{C}_{out,solaire}$
Charge	$\dot{C}_{elec,P1} + \dot{C}_{elec,P2}$	$\frac{dC_{sto}}{dt}$
Décharge	$\dot{C}_{elec,P1} + \dot{C}_{elec,P2}$ $+ c_{sto,end,ch} \cdot \frac{dEx_{sto}}{dt}$	$\dot{C}_{in,solaire} - \dot{C}_{out,solaire}$

III.3.4 Données de fonctionnement de la centrale solaire

Les mesures réalisées sur la centrale solaire sont relevées toutes les 10 minutes et enregistrées sur site par un automate générant des fichiers quotidiens de 144 lignes (une ligne toutes les 10 minutes pendant 24 heures). Ces données couvrent la période du 18 janvier au 31 décembre pour l'année 2019. Parmi les mesures disponibles, on trouve :

- les températures à l'entrée et la sortie du champ solaire et du stockage journalier ;
- les températures à l'entrée et la sortie de la centrale solaire ;
- les températures en sortie des capteurs $T_{sol1} - T_{sol9}$;
- les états marche/arrêt et les débits des pompes P1 et P2 ;
- l'état ouvert/fermé de chacune des vannes ;
- le mode de fonctionnement de la centrale (voir III.3.2.2);
- les puissances produites, stockées, déstockées et injectées dans le réseau.

Les fichiers générés présentent de nombreuses erreurs ou absences de mesures potentiellement dues à des défaillances des capteurs de mesures ou du système d'enregistrement. Les erreurs de mesures sont des lignes existant dans les relevés mais dont les valeurs sont incohérentes. Les absences de mesure sont des absences de lignes dans les fichiers jours ou même de fichiers jours entiers. Par exemple, il manque 50 fichiers jours dont la période du 26 septembre au 21 octobre. Ainsi, sur les 49 968 lignes attendues (données à 10 minutes sur 347 jours) seulement 86 % sont exploitables.

Ces données expérimentales servent à calculer les puissances produites par le champ solaire pour valider le modèle développé ainsi qu'à établir de modèle de prédiction de $T_{out, coll, tot}$ présenté en III.3.2.3. Les incertitudes associées aux mesures correspondantes sont déterminées à partir des documents techniques des capteurs installés à Chateaubriant :

- pour les températures : $0,15 + 0,002 \cdot |T|$ où T est la température en degrés Celsius ;
- pour les débits : $3600 \cdot 10^{-5} + 0,005 \cdot |\dot{V}|$ où \dot{V} est le débit volumique en m^3/h .

Les incertitudes sur la masse volumique et la capacité thermique massique du fluide sont supposées nulles.

Les données des mesures de la centrale solaire servent uniquement à valider le modèle. Elles ne sont pas requises pour mener des simulations.

III.3.5 Données météorologiques

Les mesures de température extérieure et d'ensoleillement sur un plan incliné à 30° et orienté sud effectuées sur site sont fournies par le bureau d'étude Tecsol pour l'année 2019. L'analyse des valeurs d'ensoleillement montre une surévaluation dans certains cas. En effet, huit valeurs sont supérieures à 1360 W/m^2 , soit la constante solaire, dont cinq entre début avril et début mai. Par ailleurs, des données sont manquantes sur plusieurs journées (cf. III.3.4.). En conséquence, il a été jugé que l'utilisation de ces données comme entrées pour le modèle pouvait conduire à de trop grandes erreurs.

Pour remédier à ce problème, des mesures d'ensoleillement et de température ambiante ont été achetées auprès du service SoDa [89] pour l'année 2019 au pas de temps 10 minutes. Les données relatives à l'ensoleillement sont issues de la base de données HelioClim-3 [90]. Les mesures de température ambiante proviennent de la base de données MERRA-2 [91]. Ces données sont le résultat d'interpolation de mesures réalisées par les stations météo les plus proches. Etant donné que l'ensoleillement intervient dans le contrôle de la boucle solaire (cf. III.3.1.4), il est important de s'assurer de la cohérence des valeurs issues de la base de données SoDa avec celles mesurées sur site.

Pour cela, les données d'ensoleillement sont comparées. La Figure III-12 présente les valeurs mesurées et Soda sur trois journées successives du mois de juin présentant trois types de météo différents :

- Le 24 juin est une journée avec un très faible ensoleillement (seulement une heure cumulée au-dessus de 350 W/m^2). Les données SoDa présentent des pics au même moments que les données mesurées (vers 14h et 15h30) mais avec une amplitude légèrement plus faible. Le reste de la journée les deux courbes suivent la même tendance, avec des oscillations pour les données mesurées. L'erreur relative sur l'énergie solaire reçue sur l'ensemble de la journée est de $+9,3\%$.
- Le 25 juin est une journée ensoleillée mais a priori avec de nombreux passages nuageux compte tenu des oscillations fréquentes observées sur le flux solaire mesuré. Au début de la journée, entre 6h et 8h30, les deux courbes ont la même allure. Ensuite jusqu'à 11h30 l'ensoleillement mesuré présente des pics de plus en plus importants alors que l'ensoleillement SoDa stagne entre 240 et 400 W/m^2 . Pendant toute la période entre 11h30 et 16h l'ensoleillement mesuré alterne entre environ 400 et $800-1200 \text{ W/m}^2$ tandis que l'ensoleillement Soda est relativement stable vers 850 W/m^2 . Enfin les courbes sont sensiblement les mêmes en fin de journée, avec toujours des oscillations plus nombreuses

pour les valeurs mesurées. L'erreur relative sur l'énergie solaire reçue sur l'ensemble de la journée est de $-2,5\%$.

- La journée du 26 juin est ensoleillée comme le montre l'allure de cloche des deux courbes, avec un maximum d'environ 970 W/m^2 atteint entre 13h et 13h30 (GMT+1). Outre les légères différences en début de matinée, les allures des deux courbes sont très proches. L'erreur relative sur l'énergie solaire reçue sur l'ensemble de la journée est de $0,0\%$.

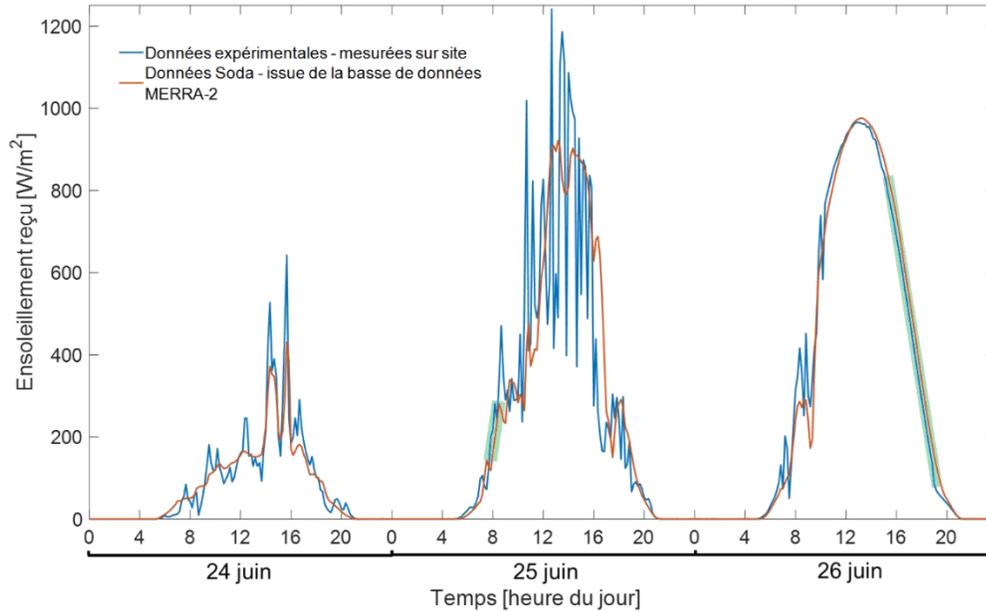


Figure III-12 - Ensevelissement reçu sur trois journées de juin 2019

Avec des erreurs relatives inférieures à 10% , la comparaison sur ces trois journées des données d'ensevelissement mesurées sur site et issues du service Soda permet de conclure que ces dernières sont relativement fidèles aux données mesurées lors d'une journée ensoleillée (26 juin) mais qu'elles rendent mal compte des passages nuageux (25 juin). La correspondance des données sur une journée très faiblement ensoleillée est aussi vérifiée (24 juin). Toutefois, dans la mesure où les quantités d'énergie solaire mises en jeu sont très faibles pendant ce type de journée, ce résultat est moins essentiel que les précédents. Un décalage d'environ 20 minutes de la courbe des données Soda sur celle des données mesurées est observable à plusieurs endroits du graphique (zones vertes). Il est potentiellement dû au fait que les données Soda sont le résultat d'interpolations.

La validité du jeu de données issu du service Soda est également vérifiée à l'échelle mensuelle. Les cumuls d'ensevelissement mensuels issus des données mesurées et ceux issus des données Soda sont comparés sur la Figure III-13. L'erreur quadratique moyenne (RMSE) normalisée est indiquée pour chaque mois. Elle représente, en valeur absolue, l'écart moyen entre les ensevelissements quotidiens mesurés et issus de SoDa, le tout divisé par l'ensevelissement quotidien moyen du mois considéré :

$$RMSE \text{ normalisée} = \frac{\sqrt{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (G_{\text{mesuré},i} - G_{\text{SoDa},i})^2}}{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n G_{\text{SoDa},i}} \quad (\text{III-8})$$

Pour les mois de février à septembre, la RMSE normalisée est inférieure ou égal à 10 % de l’ensoleillement moyen reçu quotidiennement (entre 3,6 et 6,8 kWh/m²). Pour les mois de novembre et décembre la RMSE normalisée représente entre 20 et 22 % cette énergie moyenne. Toutefois, les valeurs concernées sont bien plus faibles, par conséquent ces écarts auront peu d’impact sur le comportement du champ solaire simulé par rapport à celui du champ réel. Les valeurs obtenues pour les mois de janvier et octobre ne sont pas significatives car elles ne comprennent que 8 et 10 jours sur 31.

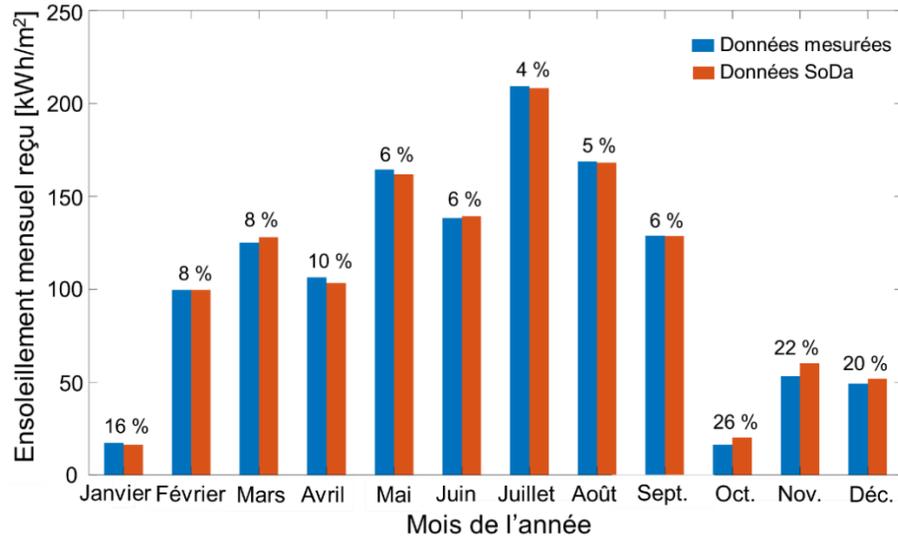


Figure III-13 – Comparaison des valeurs d’ensoleillement mensuelles pour l’année 2019 et erreur quadratique journalière moyenne normalisée associée.

Les données d’ensoleillement issues du service SoDa ont été comparées à celles mesurées sur site. Sa validité à l’échelle mensuelle et pour trois types d’ensoleillements a été vérifiée. Son utilisation pour l’exploitation du modèle de réseau de chaleur est donc retenue.

La cohérence des valeurs de la température extérieure est moins cruciale car elle n’intervient pas dans le contrôle du champ solaire. Toutefois, les données interpolées sont comparées aux données mesurées afin de s’assurer qu’elles ne présentent pas d’écarts importants sur de longues durées. Les écarts les plus importants sont identifiés au printemps et en début d’été lorsque les températures maximale atteintes mesurées sont plus élevées que celles issues de la base de données Soda. L’erreur quadratique moyenne (RMSE) est calculée. Elle représente la moyenne des valeurs absolues des écarts entre les valeurs mesurées et celles calculées :

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (T_{RRN,mesurée}(i) - T_{RRN,calculée}(i))^2} \quad (III-9)$$

Sur l’ensemble des données la RMSE est de 2,3 K. Par ailleurs la température moyenne annuelle est de 12,3 °C pour les données interpolées contre 13,1 °C pour les données mesurées. Ces écarts étant jugés acceptables dans le cadre de cette étude, l’utilisation des données de température issues du service SoDa pour l’exploitation du modèle de réseau de chaleur est retenue.

Les données utilisées comme entrées dans le modèle sont présentées sur la Figure III-14. Pour plus de lisibilité de la figure, les valeurs moyennes quotidiennes d’ensoleillement et de température

extérieure sont représentées et non les valeurs toutes les 10 minutes. Afin de compléter les valeurs moyennes d'ensoleillement, le maximum atteint pour chaque journée est représenté par des points. Ainsi, on note que l'ensoleillement reste inférieur à 300 W/m^2 50 jours de l'année, majoritairement en hiver. Pour la plupart des jours de la période estivale, l'ensoleillement atteint 800 à $1\,076 \text{ W/m}^2$. Entre le milieu de l'automne et le milieu du printemps la température ambiante moyenne est en dessous de $13 \text{ }^\circ\text{C}$. En revanche le reste de l'année la majorité des valeurs est entre 13 et $23 \text{ }^\circ\text{C}$, avec un maximum à $27,6 \text{ }^\circ\text{C}$. Concernant les données toutes les 10 minutes, le minimum de température atteint est $-2,9 \text{ }^\circ\text{C}$ et le maximum est $37,1 \text{ }^\circ\text{C}$. Enfin, la température ambiante moyenne annuelle est de $12,3 \text{ }^\circ\text{C}$.

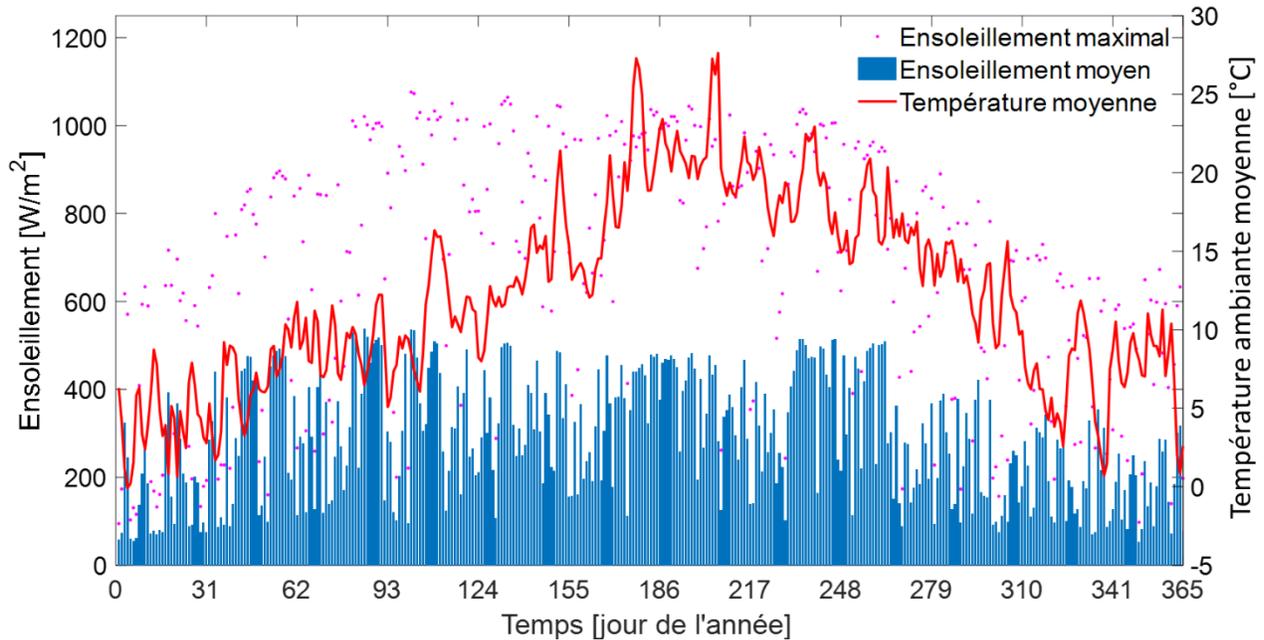


Figure III-14 - Ensoleillement maximal et moyen et température ambiante moyenne du site de Chateaubriant sur l'année 2019 (valeurs journalières)

III.4 Modélisation de la chaufferie

III.4.1 Description et données techniques

La chaufferie est constituée d'une chaudière à gaz d'une capacité maximale 6 MW modélisant les deux chaudières à gaz de 3 MW réellement présentes à Chateaubriant et d'une chaudière à bois d'une puissance nominale de 3 MW . Les deux chaudières fonctionnent en parallèle (voir Figure III-1). Une voie de by-pass permet de faire circuler le fluide de l'entrée de la chaufferie jusqu'au départ réseau lorsque la chaufferie est à l'arrêt. La répartition du débit entre les deux chaudières se fait au moyen de deux vannes situées en amont de chacune des chaudières et d'une pompe placée en série avec la chaudière à bois (Figure III-1).

Les chaudières gaz ont la capacité de moduler rapidement leur production de chaleur pour répondre aux variations de la demande et leurs rendements sont peu sensibles aux variations du taux de charge. Par conséquent, la chaudière à gaz est modélisée par le modèle de chaudière dit simple présenté au chapitre précédent.

Contrairement au gaz, la combustion du bois impose plus de contraintes et d’inertie aux chaudières. Par exemple une chaudière à bois ne peut fonctionner en dessous d’un minimum technique, usuellement égal à 25-30 % de sa puissance nominale. En conséquence la chaudière à biomasse est modélisée par le modèle dynamique, également détaillé au chapitre précédent.

De plus, le minimum technique d’une chaudière à bois augmente lorsque l’humidité de la biomasse augmente. Dans le cas de Chateaubriant, sa valeur est estimée autour de 800 kW par l’exploitant du réseau Engie Cofely. D’autre part, le constructeur de la chaudière, Weiss, estime le minimum technique à 25 % de sa puissance nominale, soit entre 875 kW et 772 kW pour une humidité de 20 à 45 %. Enfin, en pratique, des courbes d’appel de puissance en période creuse font apparaître des journées entières où la puissance stagne autour de 800 à 900 kW. Compte tenu de la variation de l’humidité de la biomasse suivant les livraisons, il n’est pas possible de connaître sa valeur à chaque instant de l’année 2019. Par conséquent dans le cadre de la modélisation, un minimum technique constant et égal à 25 % de la puissance nominale de la chaudière, soit 750 kW, a été choisi. Le Tableau III-6 résume l’ensemble des données techniques pour les chaudières à gaz et à bois du site de Chateaubriant.

Tableau III-6 - Paramètres et caractéristiques des chaudières gaz et biomasse du modèle

Chaudière à bois		Chaudière à gaz	
Puissance nominale	3 MW	Puissance nominale	6 MW
Puissance minimale	0,750 MW	Rendement	0,658
Rendement	$0,7922 + 0,0703 \cdot y_{TDC}$		
t_{minOn}	72 h		
t_{minOff}	10 h		
t_{toMax}	24 h		
t_{toOff}	2 h		
$\dot{Q}_{cons,chauff,min}$	1,1 MW		
$t_{cons,chauff,min}$	4 h		

III.4.2 Contrôle de la chaleur produite par la chaufferie

Le contrôle de la chaufferie se fait en deux étapes. D’abord le calcul de la température de consigne via une loi d’eau, puis le calcul de la répartition du débit entre les deux chaudières.

III.4.2.1 Détermination de la température de consigne

La température de consigne de la chaufferie est régie par une loi d’eau, c’est-à-dire qu’elle est calculée à partir de la température ambiante, ce qui permet de réguler la chaleur livrée en fonction des besoins. La loi d’eau utilisée dans la chaufferie de Chateaubriant au cours de l’année 2019 est reprise dans le modèle (Figure III-15).

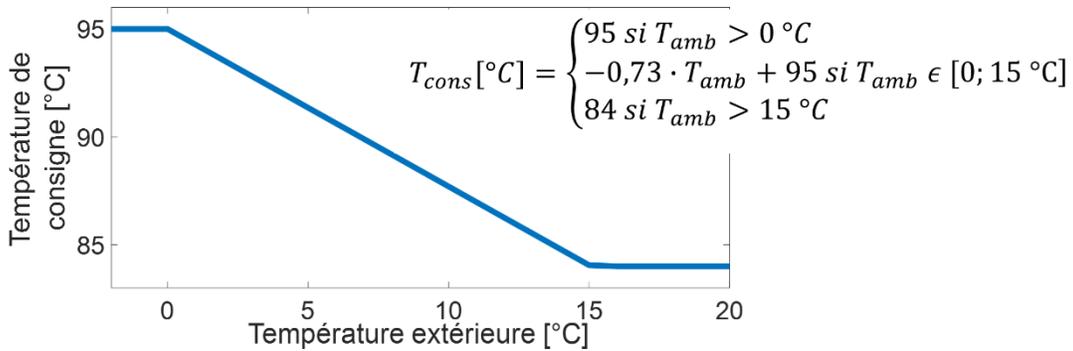


Figure III-15 - Loi d'eau utilisée pour le calcul de la température de consigne des chaudières dans le modèle développé

III.4.2.2 Répartition de la production de chaleur entre les chaudières

Une fois la température de consigne calculée, plusieurs situations sont possibles, non seulement en fonction de chaleur à produire pour atteindre cette température mais aussi de l'état de fonctionnement de la chaudière à bois. En effet, son inertie n'étant pas négligeable (cf. II.4.2), la chaleur qu'elle peut produire dépend de son état.

La centrale solaire étant en préchauffage du retour réseau nord, il arrive que la température du fluide à l'entrée de la chaufferie $T_{in,chauff}$ soit proche de la température de consigne calculée par la loi d'eau, voire supérieure. Dans ce cas, si c'est possible, les chaudières sont by-passées. Pour la simulation du réseau, il est nécessaire de choisir un seuil en dessous duquel $T_{in,chauff}$ est jugé suffisamment proche de T_{cons} pour pouvoir by-passer les chaudières. Ce seuil est fixé à 2 °C, avec une hystérésis de 1,5 °C pour éviter les changements de fonctionnement trop fréquents.

Dans le cas où l'écart $T_{cons}(t)$ et $T_{in,chauff}(t)$ est trop faible :

- *Cas 1* : si la chaudière à bois ne peut être éteinte ou est en train de s'éteindre, elle produit encore de la chaleur $\dot{Q}_{biom,dispo,min}(t)$. La température de consigne imposée en entrée du modèle de chaudière est alors recalculée pour que la puissance en sortie du modèle soit égale à $\dot{Q}_{biom,dispo,min}(t)$:

$$T_{set}(t) = T_{in,boiler}(t) + \frac{\dot{Q}_{biom,dispo,min}(t)}{\dot{m}_{in,biomass}(t) \cdot c_p} \quad (\text{III-10})$$

Dans ce cas la chaudière à bois fonctionne, la chaudière à gaz est à l'arrêt et la vanne de by-pass est fermée.

- *Cas 2* : si la chaudière à bois est éteinte, elle ne produit plus de chaleur. La chaufferie est alors à l'arrêt et tout le débit passe par la vanne de by-pass.

Dans le cas où l'écart $T_{cons}(t)$ et $T_{in,chauff}(t)$ est suffisant pour utiliser les chaudières, la puissance de consigne de la chaufferie est calculée par l'équation suivante :

$$\dot{Q}_{cons,chauff}(t) = \dot{m}_{in,chauff}(t) \cdot c_p \cdot (T_{cons}(t) - T_{in,chauff}(t)) \quad (\text{III-11})$$

La chaudière à bois étant prioritaire sur la chaudière à gaz, la répartition de la production de chaleur entre les deux chaudières dépend de la chaudière à bois. Pour réaliser cet arbitrage, les puissances

minimale $\dot{Q}_{biom,dispo,min}(t)$ et maximale $\dot{Q}_{biom,dispo,max}(t)$ que peut produire la chaudière à bois à l'instant t sont évaluées :

- Si la chaudière à bois est en marche depuis moins longtemps que son temps minimal de fonctionnement t_{minOn} (zone 1 sur la Figure III-16), ces puissances dépendent du temps depuis lequel la chaudière est en marche :

$$\dot{Q}_{biom,dispo,min}(t) = \min\left(\dot{Q}_{biom,min}(t), \frac{\dot{Q}_{biom,nom} \cdot (t - t_{start,biom})}{t_{toMax}}\right) \quad (III-12)$$

$$\dot{Q}_{biom,dispo,max}(t) = \min\left(\dot{Q}_{biom,nom}(t), \frac{\dot{Q}_{biom,nom} \cdot (t - t_{start,biom})}{t_{toMax}}\right) \quad (III-13)$$

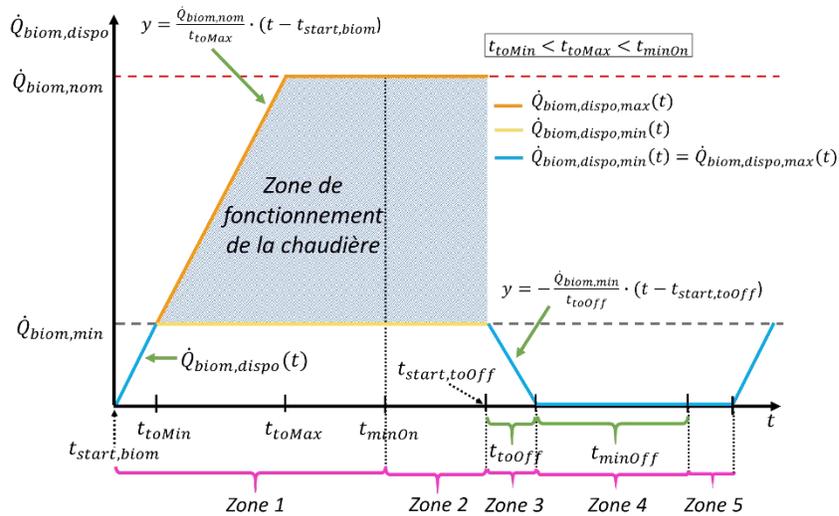


Figure III-16 - Courbe de puissance de la chaudière à bois à fonction de son état

Lorsque $t_{start,biom} \leq t \leq t_{toMin}$, $\dot{Q}_{biom,dispo,min}(t) = \dot{Q}_{biom,dispo,max}(t)$.

- Si la chaudière à bois est en marche depuis plus longtemps que son temps minimal de fonctionnement t_{minOn} (zone 2), elle peut couvrir une plage de puissance comprise entre $\dot{Q}_{biom,min}$ et $\dot{Q}_{biom,nom}$ ou bien entamer sa mise en arrêt et produire alors une puissance instantanée égale à $\dot{Q}_{biom,min}$.
- Si la chaudière est en train de s'éteindre (zone 3), on a :

$$\dot{Q}_{biom,dispo,min}(t) = \dot{Q}_{biom,dispo,max}(t) = \frac{\dot{Q}_{biom,min} \cdot (t - t_{start,toOff})}{t_{toOff}} \quad (III-14)$$

- Si la chaudière est éteinte et qu'elle ne peut être rallumée pour cause de demande trop faible ou de temps d'arrêt de la chaudière insuffisant (zone 4), elle ne peut pas produire de chaleur.
- Si la chaudière est éteinte et peut être rallumée (zone 5), elle peut produire une puissance très faible qui est calculée à $t = t_{start,biom} + \varepsilon$, où ε est un nombre très petit devant 1, avec l'Eq (III-12) ($\dot{Q}_{biom,dispo,min}(t) = \dot{Q}_{biom,dispo,max}(t)$).

Une fois que les puissances minimale et maximale que la chaudière à bois peut produire à l'instant t sont calculées, elles sont comparées à la puissance de consigne $\dot{Q}_{cons,chauff}(t)$ calculée par l'Eq(III-11) pour évaluer la capacité de la biomasse à répondre à la demande :

- *Cas 3* : si $\dot{Q}_{cons,chauff}(t) < \dot{Q}_{biom,dispo,min}(t)$, la puissance minimale que peut produire la chaudière à bois est supérieure à la puissance de consigne. La procédure est identique à celle du cas 1 : La température de consigne imposée en entrée sur modèle de chaudière à bois est recalculée avec l'Eq(III-10) pour que la puissance en sortie du modèle soit égale à $\dot{Q}_{biom,dispo,min}(t)$. Dans ce cas la chaudière à bois fonctionne et fournit plus que la demande, la chaudière à gaz est à l'arrêt et la vanne de by-pass est fermée.
- *Cas 4* : si $\dot{Q}_{biom,dispo,min}(t) \leq \dot{Q}_{cons,chauff}(t) \leq \dot{Q}_{biom,dispo,max}(t)$, la chaudière à bois peut couvrir toute la demande. Dans ce cas, la température de consigne imposée en entrée sur modèle de chaudière à bois est égale à celle calculée par la loi d'eau :

$$T_{set}(t) = T_{cons}(t) \quad (III-15)$$

La chaudière à bois fonctionne, la chaudière à gaz est à l'arrêt et la vanne de by-pass est fermée.

- *Cas 5* : $\dot{Q}_{cons,chauff}(t) \geq \dot{Q}_{biom,dispo,max}(t)$, la chaudière à bois ne peut pas satisfaire toute la demande. Dans ce cas, elle fonctionne à la puissance maximale atteignable à l'instant t et la chaudière à gaz produit le reste de la demande. La température de consigne imposée en entrée sur modèle de chaudière à bois est alors égale à celle calculée par la loi d'eau (Eq(III-15)). Les deux chaudières fonctionnent et la vanne de by-pass est fermée.
- *Cas 6* : si la chaudière à bois est éteinte et ne peut pas être allumée, la chaudière à gaz fonctionne seule et la vanne de by-pass est fermée.

Les positions des vannes et la valeur du débit imposé par la pompe P5 pour chaque cas sont résumées dans le Tableau III-7.

Tableau III-7 - Positions des vannes de la chaufferie et valeur du débit de la pompe P5 en fonction des cas de figures

Cas	$\{V8, V9, V10, \dot{m}_{P5}\}$	Chaudières en fonctionnement
Cas 1	$\{0,0,1, \dot{m}_{in,chauff}\}$	Biomasse
Cas 2	$\{1,0,0,0\}$	Aucune
Cas 3	$\{0,0,1, \dot{m}_{in,chauff}\}$	Biomasse
Cas 4	$\{0,0,1, \dot{m}_{in,chauff}\}$	Biomasse
Cas 5	$\{0,1,1, \frac{\dot{Q}_{biom,dispo,max}(t)}{c_p \cdot (T_{set}(t) - T_{in,chauff}(t))}\}$	Biomasse + Gaz
Cas 6	$\{0,1,0,0\}$	Gaz

III.5 Modèle exergetique et exergoéconomique du système complet

Un modèle exergetique et exergoéconomique est développé pour le système de production complet en reprenant les modèles établis pour la centrale solaire et chacune des chaudières. Dans ce modèle on s'intéresse aux flux d'exergie mis en jeu pour fournir de la chaleur au réseau. Par conséquent le Produit est toujours l'exergie fournie au fluide entre le retour réseau et la sortie de la chaufferie :

$$\dot{E}x_{P,tot} = \dot{E}x_{supply} - (\dot{E}x_{RRN} + \dot{E}x_{RRS}) \quad (III-16)$$

L'expression de l'exergie associée au Fuel prend en compte l'exergie Fuel du solaire seulement si la centrale solaire injecte de la chaleur dans le réseau :

$$\dot{E}x_{F,tot} = \dot{E}x_{F,gaz} + \dot{E}x_{F,biom} + \begin{cases} \dot{E}x_{F,solaire} & \text{si mode direct, décharge ou surchauffe} \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (III-17)$$

où $\dot{E}x_{F,gaz}$ et $\dot{E}x_{F,biom}$ sont les exergies Fuel des chaudières à gaz et à bois définies en II.4.3 et $\dot{E}x_{F,solaire}$ l'exergie Fuel de la centrale solaire définie en III.3.3.

Le coût d'investissement annualisé horaire du système est pris égal à la somme des coûts d'investissement de la centrale solaire et des chaudières divisée par le temps de fonctionnement du système global, soit 8760 heures :

$$\dot{Z}_{tot} = (Z_{solaire} + Z_{gaz} + Z_{biom}) \cdot \frac{i \cdot (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \cdot \frac{1}{8760} \quad (III-18)$$

Les coûts horaires du Fuel et du Produit sont alors :

$$\dot{C}_{F,tot} = \dot{C}_{F,gaz} + \dot{C}_{F,biom} + \begin{cases} \dot{C}_{F,solaire} & \text{si mode direct, décharge ou surchauffe} \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (III-19)$$

$$\dot{C}_{P,tot} = \dot{C}_{F,tot} + \dot{Z}_{tot} \quad (III-20)$$

Le coût moyen du Fuel du système complet est la moyenne pondérée de coût spécifique du Fuel de la centrale solaire et des chaudières :

$$c_{F,tot} = \frac{c_{F,solaire} \cdot \dot{E}x_{F,solaire} + c_{F,gaz} \cdot \dot{E}x_{F,gaz} + c_{F,biom} \cdot \dot{E}x_{F,biom}}{\dot{E}x_{F,tot}} \quad (III-21)$$

Les valeurs des paramètres exergoéconomiques utilisées dans cette analyse sont résumées dans le Tableau III-8.

Tableau III-8 - Données économique de la centrale solaire et des chaudières

Paramètre	Notation	Valeur
Coût de l'électricité [€/kWh]	c_{elec}	0,14
Coût du gaz [€/kWh]	c_{gaz}	0,0385
Coût de la biomasse [€/kWh]	c_{biom}	0,0232
Coût d'investissement de la chaudière à gaz [k€]	Z_{gaz}	1 200
Coût d'investissement de la chaudière à bois [k€]	Z_{biom}	2 100
Coût d'investissement de la centrale solaire [k€]	$Z_{solaire}$	1 350

Coût d'investissement du champ solaire [k€]	Z_{coll}	432,8
Coût d'investissement de la pompe P2 [k€]	Z_{P2}	6,1
Coût d'investissement du stockage journalier [k€]	Z_{sto}	119,1
Durée de vie de tous les composants (sauf chaudière à gaz) [an]	n	20
Durée de vie de la chaudière à gaz [an]	n	25
Taux d'intérêt [%]	i	3,75

Comme expliqué en II.2.2, l'analyse exergetique nécessite la définition d'un état de référence dont les propriétés intensives ne sont pas modifiées par la transformation du système étudié. Pour cette étude l'environnement choisi comme état de référence est l'air ambiant. La température extérieure varie au cours de l'année. Or l'étude menée par Pons [92] sur la définition de l'exergie dans les cas où les conditions ambiantes fluctuent indique que l'état de référence doit être fixe et constant. Dans un tel cas, Pons [92] propose de choisir comme température de référence la valeur moyenne sur l'année de la température ambiante. En conséquence, la température ambiante moyenne sur l'année, égale à 12,25 °C, et une pression atmosphérique de $P_0 = 1,013$ bars sont choisies comme paramètres de l'état de référence.

III.6 Validation des modélisations

III.6.1 Validation du modèle de champ solaire

Le modèle de champ solaire présenté en III.3.1.2 est validé avec les données calculées à partir des mesures réalisées sur le site de Chateaubriant. Les données expérimentales relatives au champ solaire couvrant pas l'ensemble de l'année 2019 (cf. III.3.4), la validation est effectuée sur les périodes exploitables, soit 263 jours. Les résultats donnent une énergie solaire captée sur toute l'année de 887 MWh, soit 1,0 % de plus que la valeur expérimentale de 878 MWh. Les valeurs quotidiennes (Figure III-17a) et mensuelles (Figure III-17b) de l'énergie solaire captée calculée sont mise en regard des valeurs expérimentales. Sur la Figure III-17a, les droites représentant +10 % et -10 % des valeurs expérimentales sont tracées.

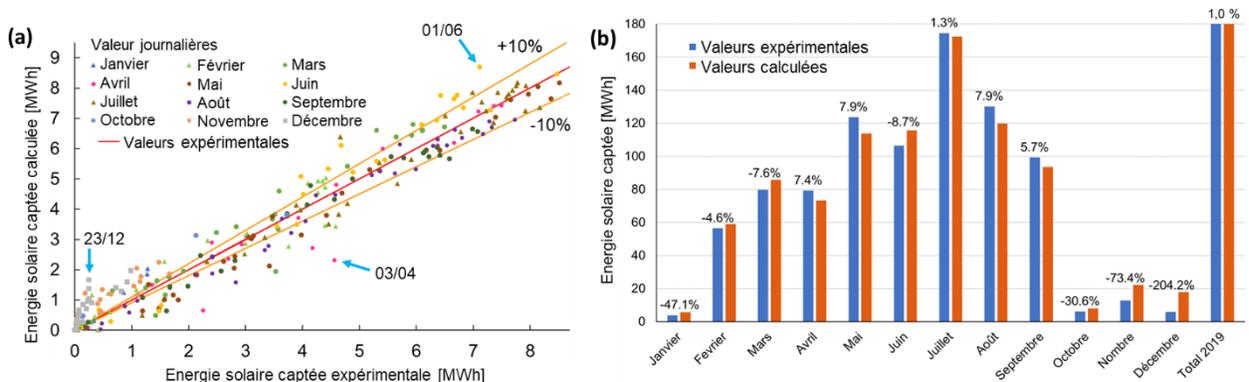


Figure III-17 - Comparaison des valeurs quotidiennes (a) et mensuelles (b) des énergies solaires captées calculées et expérimentales.

Des écarts relatifs importants sont observés pendant les mois de novembre et décembre pour des valeurs d'énergie faibles, tant à l'échelle quotidienne qu'à l'échelle mensuelle. Les valeurs d'énergie mises en jeu dans ces écarts étant faibles, cela n'a que peu d'impact sur la valeur annuelle ainsi que sur la participation du champ solaire à la satisfaction de la demande. En effet, l'énergie transmise au réseau par le champ solaire sera faible et cela aura donc peu d'impact sur le fonctionnement des chaudières.

Des écarts supérieurs à 10 % sur des valeurs quotidiennes plus élevées sont également observés. Pour comprendre ces écarts, trois journées ayant un écart valeur expérimentale/valeur calculée élevé pour des niveaux d'énergie différents sont considérées : 3 avril (50 % d'écart), le 1^{er} juin (22 %) et le 23 décembre (568 %). L'ensoleillement mesuré sur site et celui issu de la base de données Soda correspondant à ces trois journées sont comparés sur la Figure III-18a-c. On observe des variations d'ensoleillement fréquentes et importantes pour la journée du 3 avril que les données SoDa ne restituent pas (Figure III-18a). La situation est sensiblement identique pour le 23 décembre, avec des valeurs plus faibles (Figure III-18c). Pour le 1^{er} juin, les valeurs d'ensoleillement sont relativement similaires avant 12h (Figure III-18b). En revanche, les valeurs des données SoDa sont légèrement plus élevées l'après-midi et le maximum atteint est plus élevé que celui mesuré sur site. L'analyse de ces journées présentant des écarts relatifs d'énergie solaire capté supérieurs à 10 % suggère que ces écarts sont sans doute causés par des incohérences entre les données d'ensoleillement interpolées issues de la base de données Soda et celles mesurées sur site.

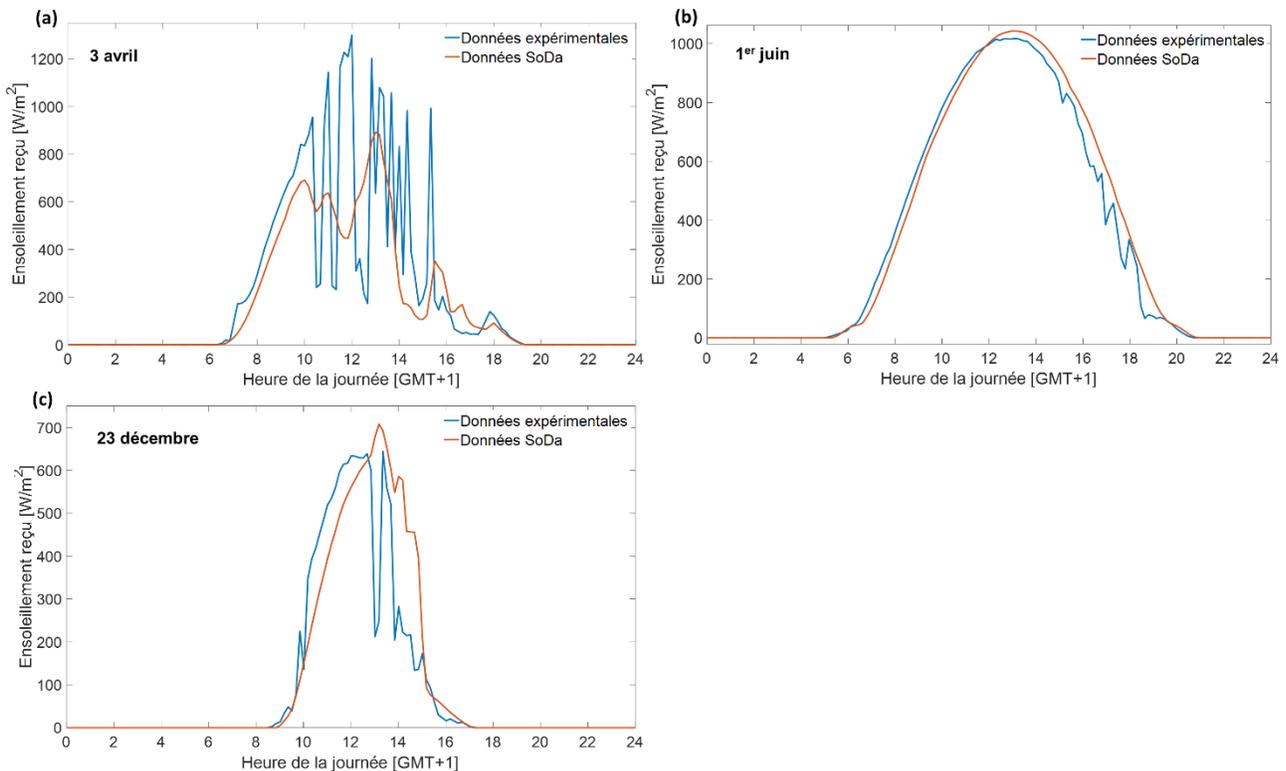


Figure III-18 - Comparaison des valeurs d'ensoleillement reçu expérimentales et Soda pour trois journées avec des écarts entre l'énergie solaire captée calculée et expérimentale supérieurs à 10 %.

La Figure III-19a-c présente les valeurs puissances captées mesurées et calculées toutes les 10 minutes pour trois journées typiques : une d'hiver (a), une de mi-saison (b) et une d'été (c). Les incertitudes

des valeurs expérimentales, représentées par des barres verticales, sont calculées à partir des informations sur les incertitudes de mesures des capteurs installés à Chateaubriant (cf. III.3.4). En hiver et à la mi-saison, les écarts entre valeurs calculées et expérimentales concernent des puissances faibles (moins de 600 kW). Par conséquent l'impact sur l'énergie captée sur toute la journée est minime. Ces performances calculées plus faibles qu'attendues peuvent être dues au fait que les paramètres de rendement des capteurs sont déterminés avec un ensoleillement de $1\ 000\ \text{W}/\text{m}^2$. Pour la journée d'été (Figure III-19c), les écarts sont dus à un décalage d'environ 20 minutes entre les données SoDa et celles mesurées sur site. Ce décalage est similaire à celui visible sur la Figure III-18b.

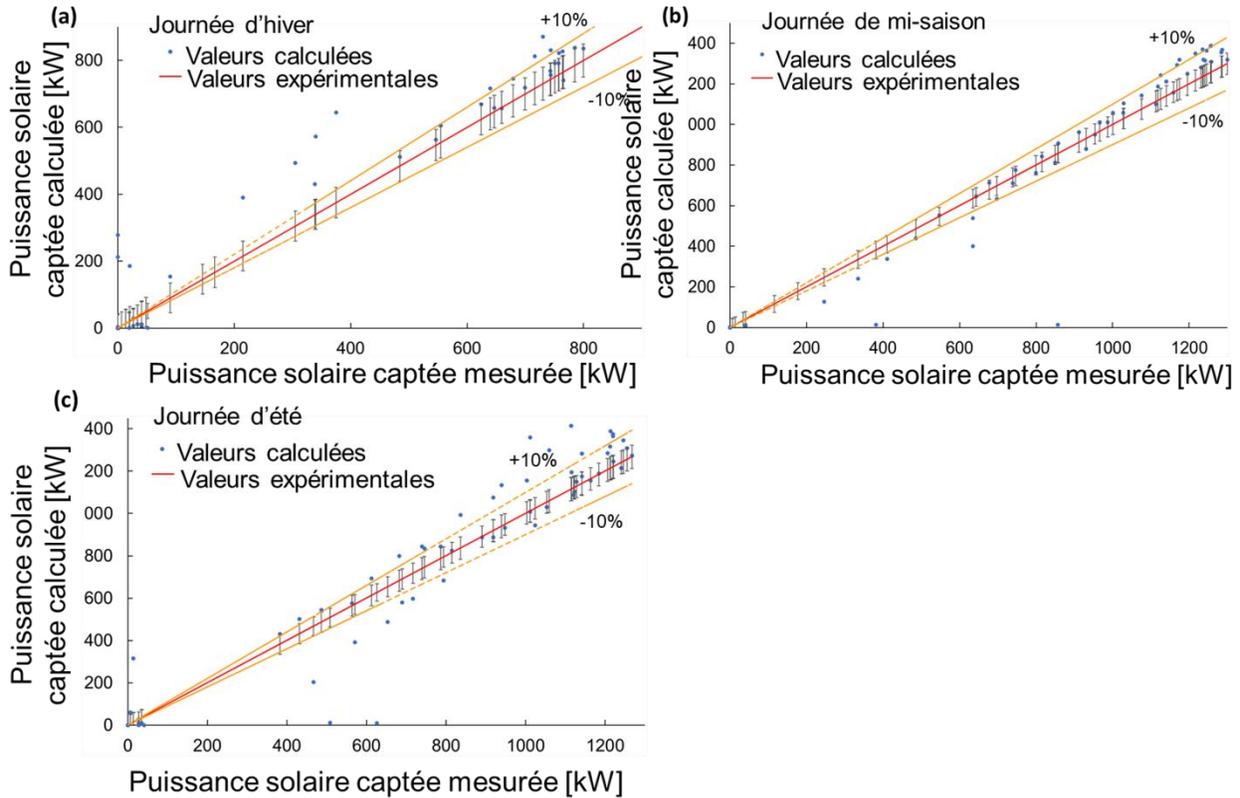


Figure III-19 – Comparaison des puissances captées mesurées et calculées toutes les 10 minutes pour trois journées typiques : une d'hiver (a), une de mi-saison (b) et une d'été (c)

L'erreur relative sur les valeurs mensuelles de l'énergie solaire captée calculées à partir du modèle de capteurs est en valeur absolue inférieure à 9 % pour les mois les plus ensoleillés. Les erreurs plus élevées correspondent à des énergies plus faibles et sont donc moins impactantes. De plus, elles peuvent être expliquées par la source des données d'ensoleillement. En tenant compte des incohérences entre la météo réelle et les données utilisées, le comportement des capteurs solaires pour des puissances moyennes à élevées (entre 600 kW et 1 400 kW) est considéré suffisamment satisfaisant pour être validé dans le cadre de cette thèse.

III.6.2 Validation du réseau de distribution

L'objectif de la modélisation du réseau de distribution présentée en III.2.1 est d'assurer un calcul fiable des températures retour réseau des branches nord et sud. La précision du calcul de la température retour réseau de la branche nord T_{RRN} est particulièrement importante car elle intervient

dans le contrôle de la centrale solaire (cf. III.3.2.2). La modélisation de la branche sud est aussi importante mais dans une moindre mesure car la température retour réseau sud T_{RRS} n'intervient dans aucun contrôle. Les températures retour réseau mesurées sur site et calculées via la modélisation de chaque branche sont comparées et l'erreur quadratique moyenne est calculée.

Les résultats de la comparaison sur la période du 18 janvier au 31 décembre 2019 sont :

- Pour la branche nord, l'erreur quadratique moyenne (RMSE) est de 3,8 K ;
- Pour la branche sud, la RMSE est de 4,8 K.

La Figure III-20 illustre l'évolution des températures retour réseau de la branche nord mesurée et calculée. On observe que les valeurs mesurées fluctuent plus que les valeurs simulées et que l'amplitudes de ces fluctuations est plus faible en été qu'en hiver.

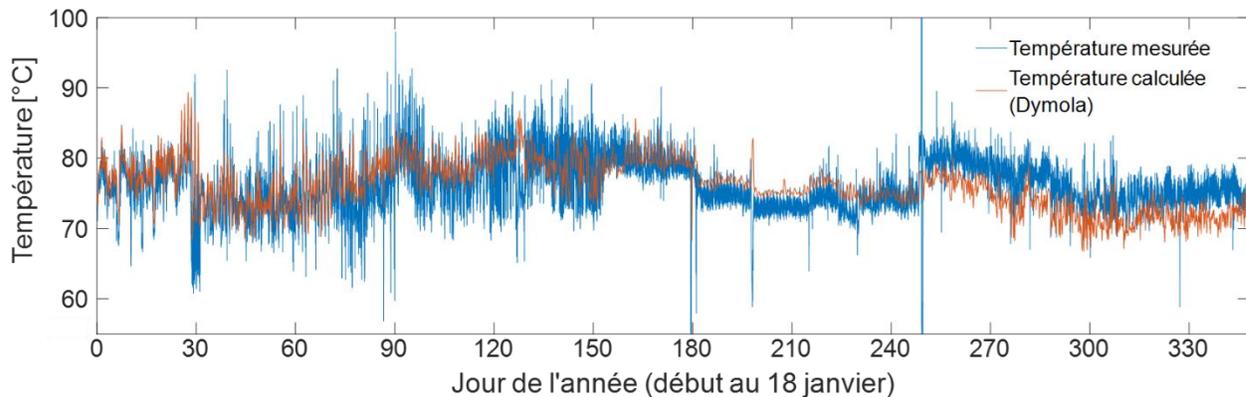


Figure III-20 – Comparaison des températures retour réseau nord mesurées sur site et calculées

Pour aller plus loin dans la validation du modèle, il faut s'intéresser plus particulièrement à la valeur de T_{RRN} lorsque la centrale solaire est en fonctionnement et injecte de la chaleur dans le réseau, c'est-à-dire lorsqu'elle fonctionne en injection directe ou en déstockage. En ne considérant que les valeurs de T_{RRN} dans ces conditions, la RMSE est de 1,6 K.

Les écarts observés entre les valeurs mesurées et calculées peuvent être dus à l'hypothèse faite sur la répartition des 10 km de canalisations. En effet la répartition a été supposée égale entre les lignes aller et retour des deux branches. Dans la réalité, étant donné la complexité du réseau de distribution il est possible que la répartition soit différente. Par ailleurs, comme expliqué en III.2.2, les valeurs de débit et de puissance utilisées en données d'entrée du modèle comportent des incertitudes de calcul par rapport à la réalité qui peuvent être sources d'écarts entre les températures retour réseau mesurées et calculées. Les incertitudes sur les valeurs expérimentales n'étant pas disponibles, il n'est pas possible de définir une plage d'incertitudes dans laquelle les températures calculées seraient considérées comme valides.

III.7 Analyse énergétique de l'impact de l'intégration du champ solaire sur le système global

Le modèle de réseau de chaleur développé est utilisé pour simuler le fonctionnement du système avec et sans la centrale solaire sur une année complète, du 1^{er} janvier au 31 décembre. Toutes les simulations sont réalisées sur un ordinateur équipé d'un processeur Intel® Xeon® W-2135 CPU : 3,70

GHz avec 32 Go de RAM. Le solveur DASSL (Differential Algebraic System Solver) est utilisé avec une tolérance de 10^{-3} . Les temps de simulation pour le cas sans solaire, le cas avec solaire ainsi que pour le cas avec le stockage intersaisonnier étudié dans le chapitre suivant sont résumés dans le Tableau III-9.

Tableau III-9 - Temps de simulation des trois configurations étudiées

Cas simulé	Période simulée	Temps de simulation	Vitesse de simulation (seconde de simulation par jour simulé)
Sans solaire (DH)	365 jours	0,75 minutes	0,12 s/jour
Avec solaire (SDH)	365 jours	45,7 minutes	7,5 s/jour
Avec stockage intersaisonnier	3573 jours	1 200 minutes (20 heures)	20 s/jour

L'impact de l'intégration de la centrale solaire sur le réseau d'un point de vue énergétique est étudié en comparant les résultats des simulations des systèmes sans et avec le champ solaire sur l'année entière et sur des journées typiques. Dans la suite de cette partie, les grandeurs relatives à la configuration sans solaire seront indicées DH et celles relatives à la configuration avec solaire seront indicées SDH.

Les grandeurs étudiées dans cette partie et non définies précédemment sont :

- La puissance de consigne du système complet $\dot{Q}_{cons,tot}$, qui correspond à la puissance que le système complet (centrale solaire + chaufferie) doit produire pour que le fluide sortant de la chaufferie soit à la température de consigne :

$$\dot{Q}_{cons,tot} = c_p \cdot (\dot{m}_{tot} \cdot T_{cons} - [\dot{m}_{RRN} \cdot T_{RRN} + \dot{m}_{RRS} \cdot T_{RRS}]) \quad (III-22)$$

Cette puissance est différente de la puissance de consigne de la chaufferie $\dot{Q}_{cons,chauff}$ calculée par l'Eq(III-11).

- La fraction solaire, qui représente la part d'énergie solaire dans la chaleur livrée au réseau sur une période donnée (ici une année) :

$$SF = \frac{Q_{solaire}}{Q_{solaire} + Q_{gaz} + Q_{biom}} \quad (III-23)$$

- Le taux de couverture, qui représente la part de la demande couverte par une source d'énergie sur une période donnée :

Pour une source d'énergie i : $taux\ de\ couverture = \frac{Q_i}{Q_{tot}}$ (III-24)

III.7.1 Analyse de l'impact sur le fonctionnement du système global et des chaudières à l'échelle annuelle

Le fonctionnement du réseau de chaleur sans et avec le champ solaire est comparé sur l'année.

III.7.1.1 Analyse des performances de la centrale solaire

La centrale solaire fonctionne 1 817 heures dans l'année, dont 130 heures en mode charge et 321 en mode décharge pour une énergie totale livrée au réseau de 0,87 GWh. Un rendement moyen du champ solaire de 50,5 % est atteint tandis que le rendement du stockage journalier sur l'année est de 83,9 %. La Figure III-21 illustre le cumul au cours du temps de l'énergie injectée dans le réseau en mode direct \dot{Q}_{direct} , des énergies stockée \dot{Q}_{charge} et déstockée $\dot{Q}_{décharge}$ et de l'énergie injectée dans le réseau lorsque le champ solaire surchauffe $\dot{Q}_{overheat}$ (pour la définition des modes voir III.3.2.2).

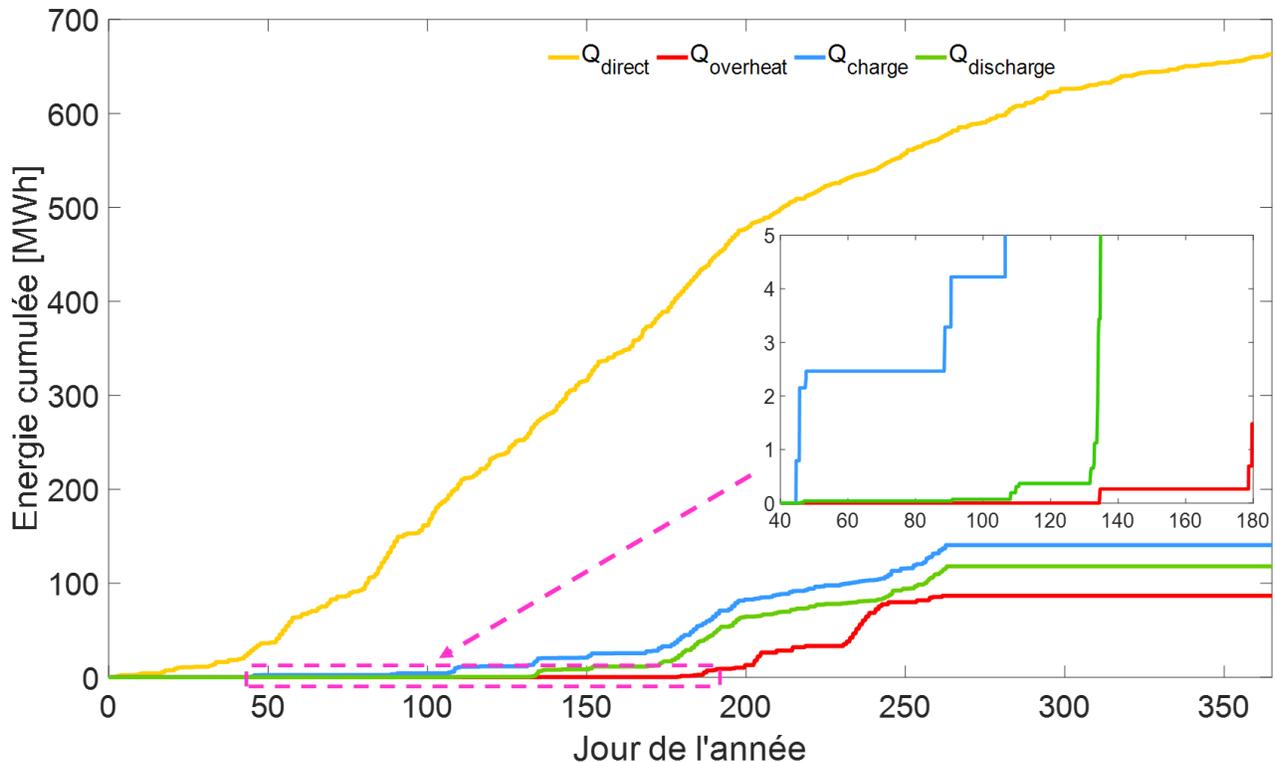


Figure III-21 – Evolution annuelle des énergies mises en jeu suivant les différents modes : \dot{Q}_{direct} (direct), \dot{Q}_{charge} (charge), $\dot{Q}_{décharge}$ (décharge), $\dot{Q}_{overheat}$ (surchauffe).

La centrale solaire injecte de la chaleur dans le réseau tout au long de l'année. En revanche, les ballons de stockage ne sont pas utilisés avant le 14 février, date de la première charge, et après le 21 septembre et la dernière décharge. Le stockage journalier est particulièrement utilisé entre le 21 juin et le 21 septembre. La majorité de l'énergie injectée dans le réseau en mode direct l'est entre le 19 février et le 20 juillet (51 %). Un point d'inflexion est visible autour du 20 juillet. Cependant cela ne signifie pas que la production de la centrale solaire diminue ensuite. En effet, s'il y a moins d'énergie injectée directement dans le réseau c'est parce que le champ solaire surchauffe plus souvent, par conséquent il y a plus d'énergie chargée dans les ballons de stockage et injectée en mode surchauffe.

III.7.1.2 Comparaison du fonctionnement de la chaufferie avec et sans le solaire

Sans solaire, la chaudière à bois fonctionne 6 190 heures, dont 2 754 à plein régime, et satisfait 74,6 % de la demande annuelle. La différence de fonctionnement entre la saison froide et la saison chaude est notable. En effet pendant la saison froide, la demande en chaleur est élevée. La chaudière satisfait

alors 80,6 % de la demande sur la période, fonctionne quasiment tout le temps (98,5 % du temps) et à une puissance moyenne de 2,69 MW, soit 89,7 % de sa puissance nominale. En revanche lors de la saison chaude, la demande est plus faible et est très souvent en dessous de 1 MW. Par conséquent, en plein été, une fois éteinte la chaudière à bois ne peut pas se rallumer, le critère de puissance de consigne minimale requise n'étant plus satisfait. Ainsi elle est éteinte du 22 juin au 2 septembre (jours 173 à 245), ne fonctionnant que 1 911 heures (55,7 % de la demande) pendant la saison chaude. De plus le régime moyen est bas (1,29 MW avec un écart type de 0,54 MW) avec seulement 15 heures à puissance maximale.

La chaudière à gaz fonctionne 5 451 heures sur l'année, réparties de façon quasi égale entre la saison froide et la saison chaude. Il est intéressant d'observer que sa puissance moyenne annuelle de 0,80 MW est très faible devant sa puissance maximale. L'écart type égal à 80 % de la valeur moyenne montre que la puissance produite par le gaz est très modulée. La Figure III-22 met en évidence deux fonctions distinctes pour la chaudière à gaz : lors de la saison froide le gaz sert le plus souvent à compléter la demande, lorsqu'elle est supérieure à ce que la chaudière à bois peut produire, alors que pendant la saison chaude le gaz sert à satisfaire entièrement la demande lorsque celle-ci est inférieure au minimum de fonctionnement de la chaudière à bois. Il en résulte que la chaudière à gaz fonctionne souvent à faible régime, mais pour des raisons différentes suivant la période de l'année.

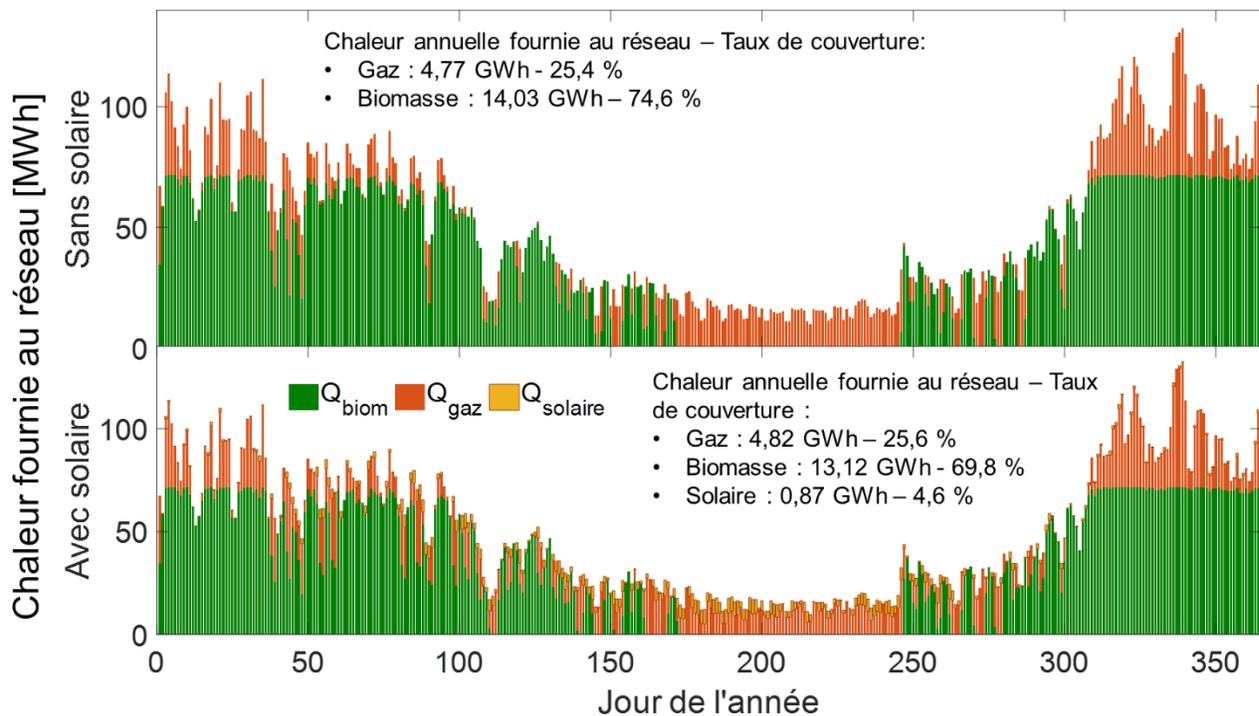


Figure III-22 - Energie journalière fournie au réseau par source dans les cas sans et avec solaire

Avec l'ajout du solaire, la chaleur annuelle produite par la chaudière à bois diminue de 4,5 %. Le taux de couverture de la demande par la biomasse est alors de 69,8 %. Cette diminution n'est pas due à un fonctionnement à plus bas régime. En effet les puissances moyennes sur l'année et sur chaque saison ainsi que les écart types associés sont très peu modifiés (Tableau III-10). La plus faible participation de la chaudière à bois à la satisfaction de la demande vient de la diminution de 4,7 % de son temps de fonctionnement. Ainsi avec l'ajout du solaire, celle-ci ne satisfait plus la majorité de la demande lors de la saison chaude. Le solaire fonctionne 1 817 heures sur l'année, dont 75,5 % du temps

pendant la saison chaude (Tableau III-10). C'est donc sur cette période que son impact est le plus fort. On remarque qu'avec le solaire, la puissance moyenne fournie par la chaudière à gaz augmente, tant sur l'année que sur chacune des saisons, et que l'écart type augmente aussi (Tableau III-10). Cela signifie que la chaudière gaz fonctionne à des puissances plus variables que dans le cas sans solaire. Il est intéressant d'observer qu'ajouter du solaire dans la production de chaleur augmente légèrement le taux de couverture du gaz sur l'année. Cela est dû à l'augmentation simultanée, pendant la saison froide, de son temps de fonctionnement (+25 %) et de sa puissance moyenne (+7,6 %) (Tableau III-10).

Tableau III-10 – Comparaison des performances énergétiques des chaudières dans les cas DH et SDH et de la centrale solaire dans le cas SDH.

	Sans la centrale solaire (DH)			Avec la centrale solaire (SDH)		
	Année	Saison chaude	Saison froide	Année	Saison chaude	Saison froide
Chaudière à bois						
t_{op} [h]	6 190	1 911	4 279	5 896	1 698	4 198
Puissance produite annuelle [GWh]	14,03	2,51	11,52	13,12	2,07	11,05
\dot{Q}_{mean} [MW]	2,25	1,29	2,69	2,20	1,19	2,62
\dot{Q}_{sd} [MW]	0,85	0,54	0,55	0,91	0,57	0,67
Taux de couverture	74,6 %	55,7 %	80,6 %	69,8 %	46,0 %	77,2 %
Chaudière à gaz						
t_{op} [h]	5 451	2 685	2 766	5 896	2 434	3 462
Q [GWh]	4,77	2,00	2,77	4,82	1,80	3,02
\dot{Q}_{mean} [MW]	0,80	0,68	0,92	0,86	0,70	0,99
\dot{Q}_{sd} [MW]	0,64	0,36	0,80	0,69	0,42	0,83
% taux de couverture	25,4 %	44,3 %	19,4 %	25,6 %	40,0 %	21,1 %
Centrale solaire						
t_{op} [h]				1 817	1 372	445
Q [GWh]				0,87	0,63	0,24
\dot{Q}_{mean} [MW]				1,11	1,11	1,11
\dot{Q}_{sd} [MW]				0,09	0,10	0,08
% taux de couverture				4,6 %	14,0 %	3,4 %

La Figure III-23 compare l'énergie produite par chacune des chaudières entre les cas sans solaire et avec solaire. On observe qu'entre les jours 1 et 57, la production de chaleur par la chaudière à bois est très peu modifiée par l'ajout de la centrale solaire. Il en est de même entre le jour 300. La chaudière à bois étant éteinte en été, l'impact du solaire sur la biomasse survient donc à la mi-saison. En effet,

entre les jours 58 et 173, la production de la chaudière à bois dans le cas SDH est inférieure de 716 MWh au cas DH, ce qui représente 5,1 % de sa production annuelle dans le cas DH. Une baisse de production, de plus faible ampleur, est également observée à l'automne. La comparaison des énergies produites par le gaz révèle que l'ajout du solaire favorise l'utilisation du gaz à la mi-saison et la diminue en été. Ainsi, la surproduction d'énergie par le gaz entre les jours 58 et 172 est compensée à 87,7 % par une production plus faible entre les jours 173 et 300. Pour mieux comprendre comment évoluent ces variations de production d'énergie, il est intéressant de comparer leurs valeurs quotidiennes.

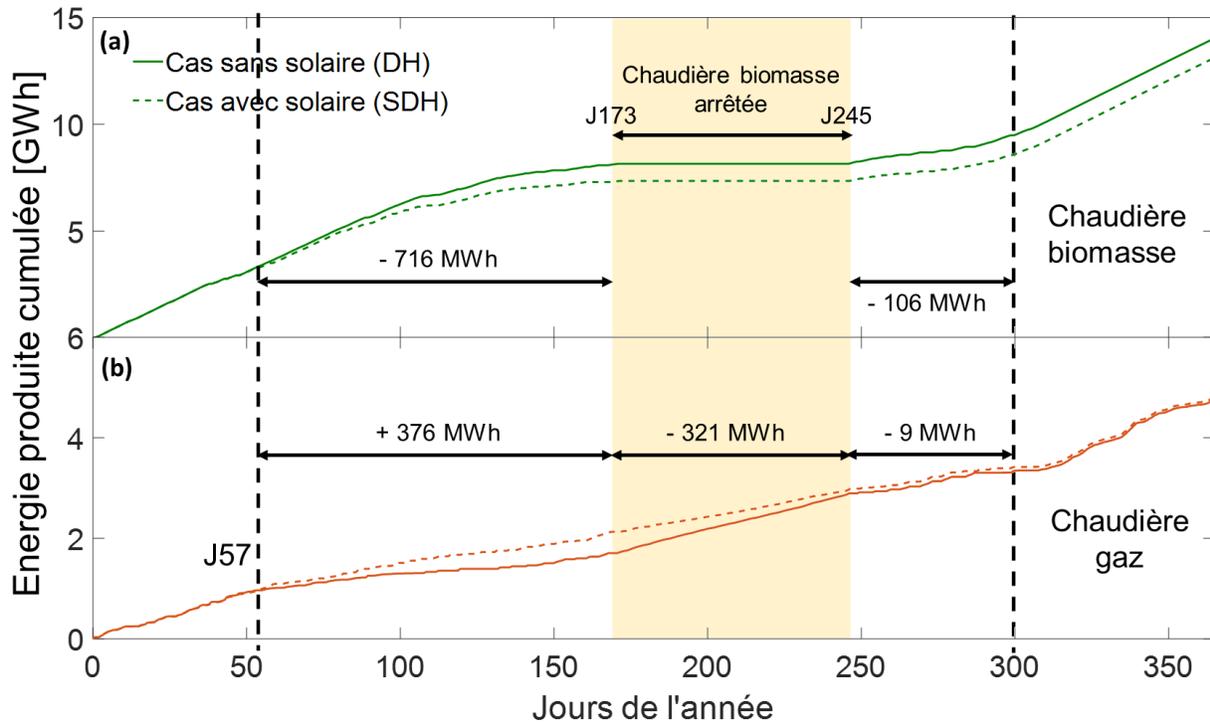


Figure III-23 - Cumul des énergies produites par source dans les cas DH et SDH.

La Figure III-24 illustre la différence entre les consommations d'énergie quotidiennes par combustible. L'énergie consommée étant liée à l'énergie produite par le rendement des chaudières, il est pertinent d'étudier ses valeurs pour compléter l'analyse déjà réalisée. On observe que la diminution de la production de la chaudière à bois à la mi-saison conduit à une diminution de sa consommation de bois par rapport au cas DH. Pour la chaudière gaz, il est évident que la consommation de gaz varie de la même manière que la production de chaleur puisque son rendement est indépendant du taux de charge. Une surconsommation de gaz entre les jours 54 et 169 est donc observée et, outre cinq journées, la consommation de gaz est diminuée jusqu'à 10,11 MWh sur tout l'été. Par ailleurs, le même phénomène est observé de nombreuses fois : un pic de surconsommation de gaz et de sous consommation de bois le même jour, avec des valeurs entre 10,14 et 50,17 MWh pour le gaz et 13,29 et 38,19 pour le bois. Afin d'identifier la cause de ce phénomène et de comprendre l'impact quotidien du solaire sur le fonctionnement des chaudières, la dynamique du système est étudiée sur deux jours consécutifs de la mi saison, les jours 58 et 59 qui correspondent à la surconsommation de gaz maximale. Par ailleurs un jour d'été, le jour 204, est également étudié pour comprendre le fonctionnement du système sur une journée à fort ensoleillement.

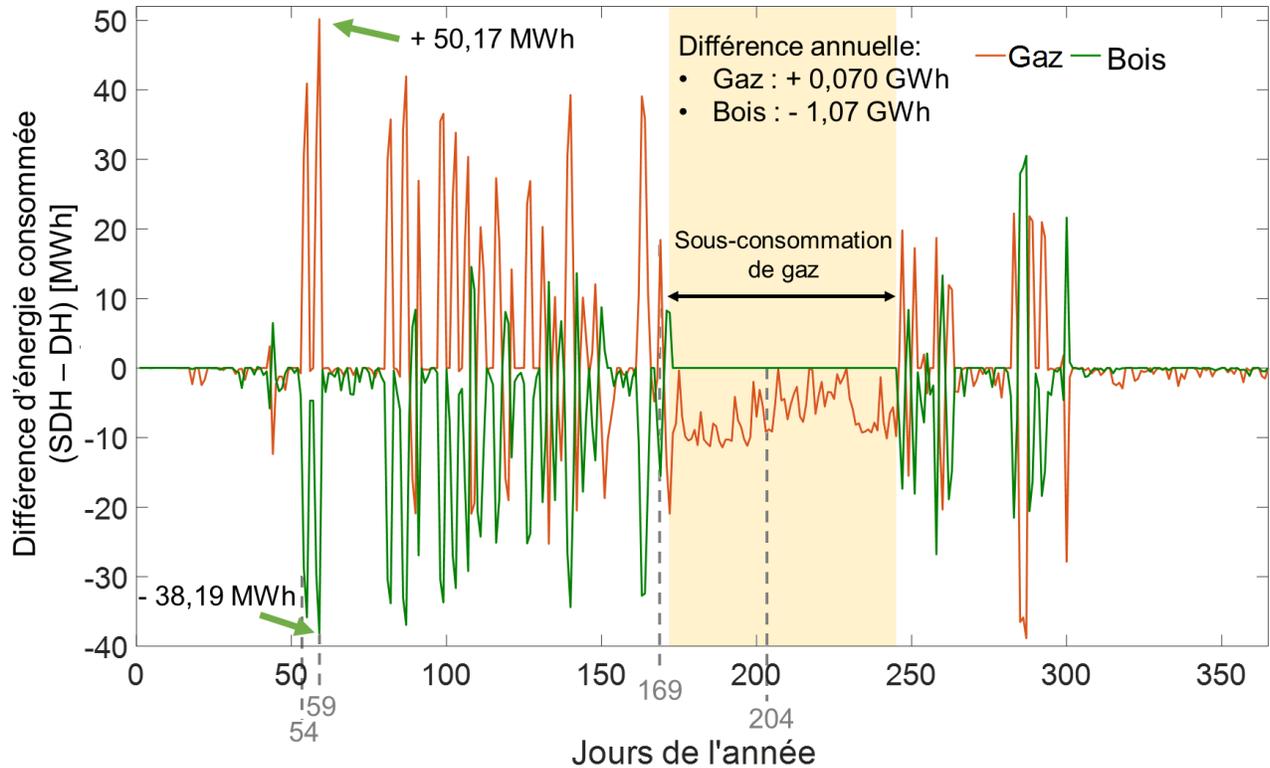


Figure III-24 – Evolution de la différence entre les cas DH et SDH de la consommation de gaz et de bois (valeurs quotidiennes).

III.7.2 Analyse de l'impact de l'intégration de la centrale solaire sur des journées types

III.7.2.1 Cas de deux journées d'hiver

La Figure III-25a illustre la puissance de consigne $\dot{Q}_{cons,tot}$ et la puissance produite par les chaudières à gaz \dot{Q}_{gaz} et à bois \dot{Q}_{biom} et la centrale solaire $\dot{Q}_{solaire}$ dans le cas sans solaire (DH) et avec solaire (SDH) sur les journées des 27 et 28 février (jours 58 et 59). Dans le cas sans solaire on observe que sur les deux jours, la puissance de consigne reste toujours supérieure au minimum technique de la chaudière à bois qui reste par conséquent allumée. Le gaz est allumé si besoin la nuit lorsque la puissance de consigne excède la puissance maximale de la biomasse.

Dans le cas SDH, le champ solaire fonctionne le jour 58 entre 11h et 17h et injecte 4,5 MWh pour préchauffer le retour réseau de la branche nord. Une fois préchauffée, l'eau entre dans la chaufferie plus chaude quand dans le cas sans solaire alors que la température de consigne est identique d'un cas à l'autre (Figure III-25b). Par conséquent la puissance de consigne de la chaufferie $\dot{Q}_{cons,chauff}$ est plus faible est devient inférieure au minimum technique de la chaudière à bois $\dot{Q}_{biom,min}$. Cette

chaudière ne peut donc plus fonctionner et entame une descente en puissance pour s'éteindre

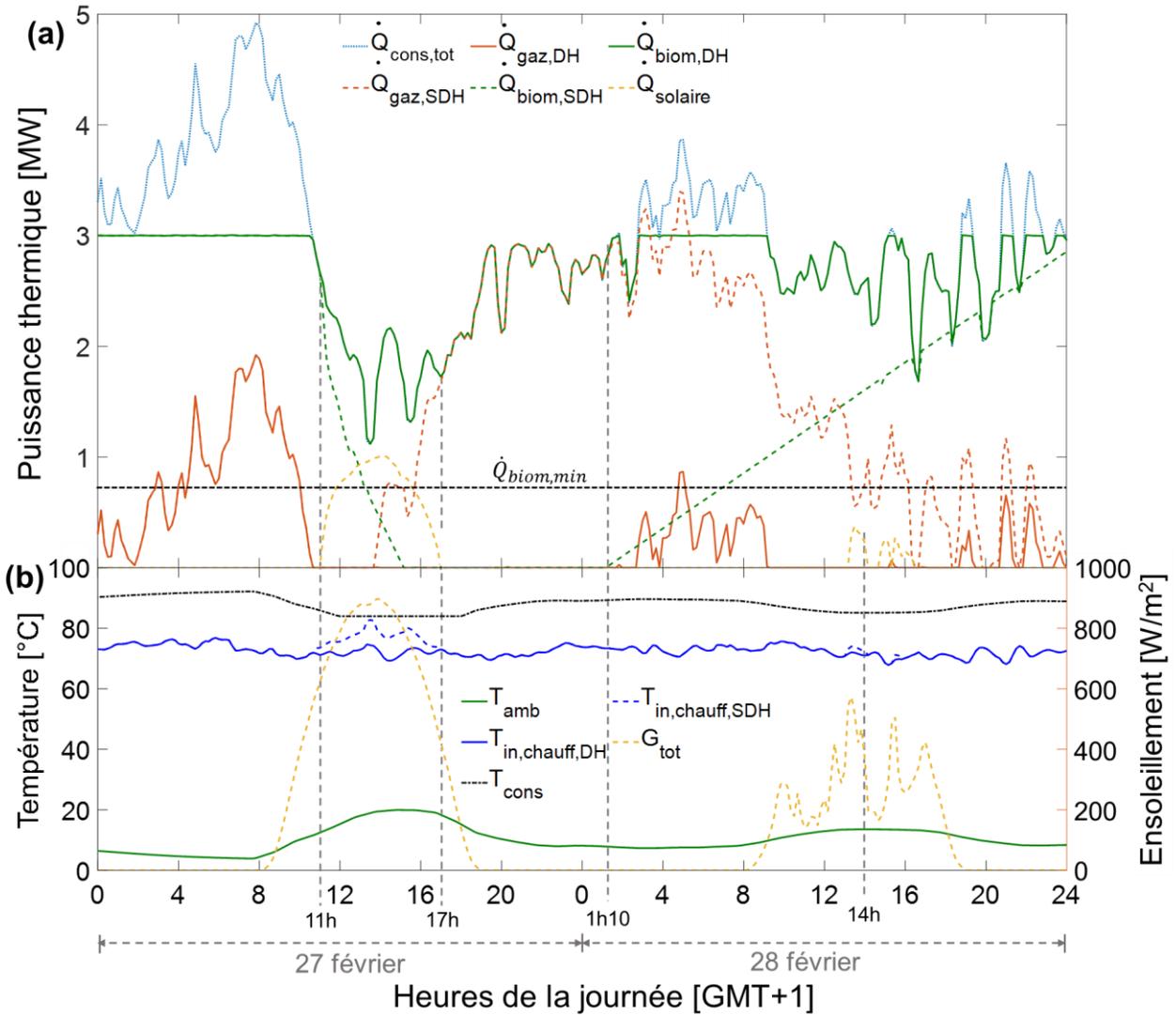


Figure III-25 – Evolution de grandeurs caractéristiques du réseau pour les journées des 27 et 28 février dans les cas DH et SDH: (a) puissance de consigne $\dot{Q}_{cons,tot,SDH}$, puissance de la chaudière à gaz \dot{Q}_{gaz} , puissance de la chaudière à bois \dot{Q}_{biom} et puissance de la boucle solaire $\dot{Q}_{solaire}$, (b) température ambiante T_{amb} , de consigne T_{cons} , d'entrée dans la chaufferie $T_{in,chauff}$ et ensoleillement G_{tot} .

Cependant après un pic de production à 14h10, le solaire produit moins de chaleur. Or la chaudière à bois ne produit plus qu'une puissance résiduelle et ne peut être rallumée pour pallier la baisse de production solaire. La chaudière à gaz est mise en marche pour répondre à la demande. Une fois la chaudière à bois éteinte, il faut attendre 10 heures pour pouvoir la rallumer, à condition que la demande reste supérieure à 1,1 MW, ce qui est bien le cas. Ainsi, entre 17h et 1h10 le lendemain, la chaudière à gaz fonctionne seule à environ 2,5 MW alors que dans le cas DH elle n'est allumée que 6 heures et à une puissance inférieure à 1,0 MW. La chaudière à bois est rallumée à 1h10 et monte en puissance progressivement pendant les 24h suivantes alors que dans le cas DH elle fonctionne entre

2 et 3 MW. La puissance fournie par le solaire autour de 14h lors du jour 59 est négligeable et n'impacte pas significativement le fonctionnement du système.

L'étude de ces deux journées met en évidence le fait que la mise en marche du champ solaire le jour 58 à un impact sur le fonctionnement des chaudières le jour même et le suivant. Lors d'une période de ce type, dans l'objectif de réduire la consommation de gaz, il serait intéressant de stocker la chaleur produite par le champ solaire pour l'injecter la nuit à la place du gaz.

III.7.2.2 Cas d'une journée d'été

La Figure III-26a représente l'évolution de la température à plusieurs endroits de la centrale solaire sur la journée du 23 juillet. Sont représentées :

- les températures d'entrée et de sortie du champ solaire $T_{in,coll}$ et $T_{out,coll,tot}$;
- la température de la couche la plus haute du stockage $T_{sto,1}$;
- la température retour réseau de la branche nord T_{RRN} ;
- la température départ réseau du fluide T_{supply} ;

La valeur de température de consigne calculée par la loi d'eau T_{cons} (identique pour les cas DH et SDH) est également représentées pour être comparée avec T_{supply} . La valeur limite de la température de champ solaire autorisée pour injecter la chaleur en mode direct $T_{out,coll,direct,max}$ est tracée. Enfin, l'évolution de la température extérieure T_{amb} et de l'ensoleillement G_{tot} sont représentées.

La Figure III-26b illustre les puissances fournies au réseau avec et sans boucle solaire sur la journée du 23 juillet. En l'absence de boucle solaire, la chaudière à gaz produit toute la puissance de consigne requise, par conséquent $\dot{Q}_{gaz,DH} = \dot{Q}_{cons,tot,DH}$ à chaque instant. Par ailleurs, étant donné que dans les deux cas la chaudière à bois est à l'arrêt, sa contribution n'est pas représentée. Enfin, la Figure III-26c représente l'évolution de la demande en chaleur du réseau sur cette journée du 23 juillet. Comme présenté en III.2.2, la demande est obtenue en sommant les demandes des branches nord et sud dont les valeurs sont issues de mesures réalisées sur le réseau. C'est pourquoi la demande n'est pas égale à la puissance de consigne.

Outre une courte phase de décharge du stockage journalier à 2h, l'ajout du solaire ne modifie pas le comportement du gaz entre minuit et 9h et entre 22h et minuit, lorsque le solaire n'injecte pas dans le réseau. A partir de 9h20, la centrale solaire injecte de la chaleur dans le réseau. Par conséquent la contribution de la chaudière à gaz diminue. A 10h50, la température en sortie de champ solaire $T_{out,coll,tot}$ devient trop élevée pour pouvoir injecter directement dans le réseau (Figure III-26b). Le mode charge est alors enclenché, le solaire n'injecte plus dans le réseau et la chaudière à gaz répond à toute la demande. Une demi-heure plus tard le stockage est plein ($T_{sto} > 103$ °C) et la température en sortie de champ solaire est toujours trop élevée pour activer le mode direct. La centrale solaire étant en surchauffe, le mode surchauffe est activé et le gaz éteint. Le solaire surchauffe alors le réseau en injectant plus de puissance que nécessaire. Le retour réseau devient de plus en plus chaud et par conséquent la puissance de consigne, calculée à partir des températures de retour réseau et de la température de consigne, diminue.

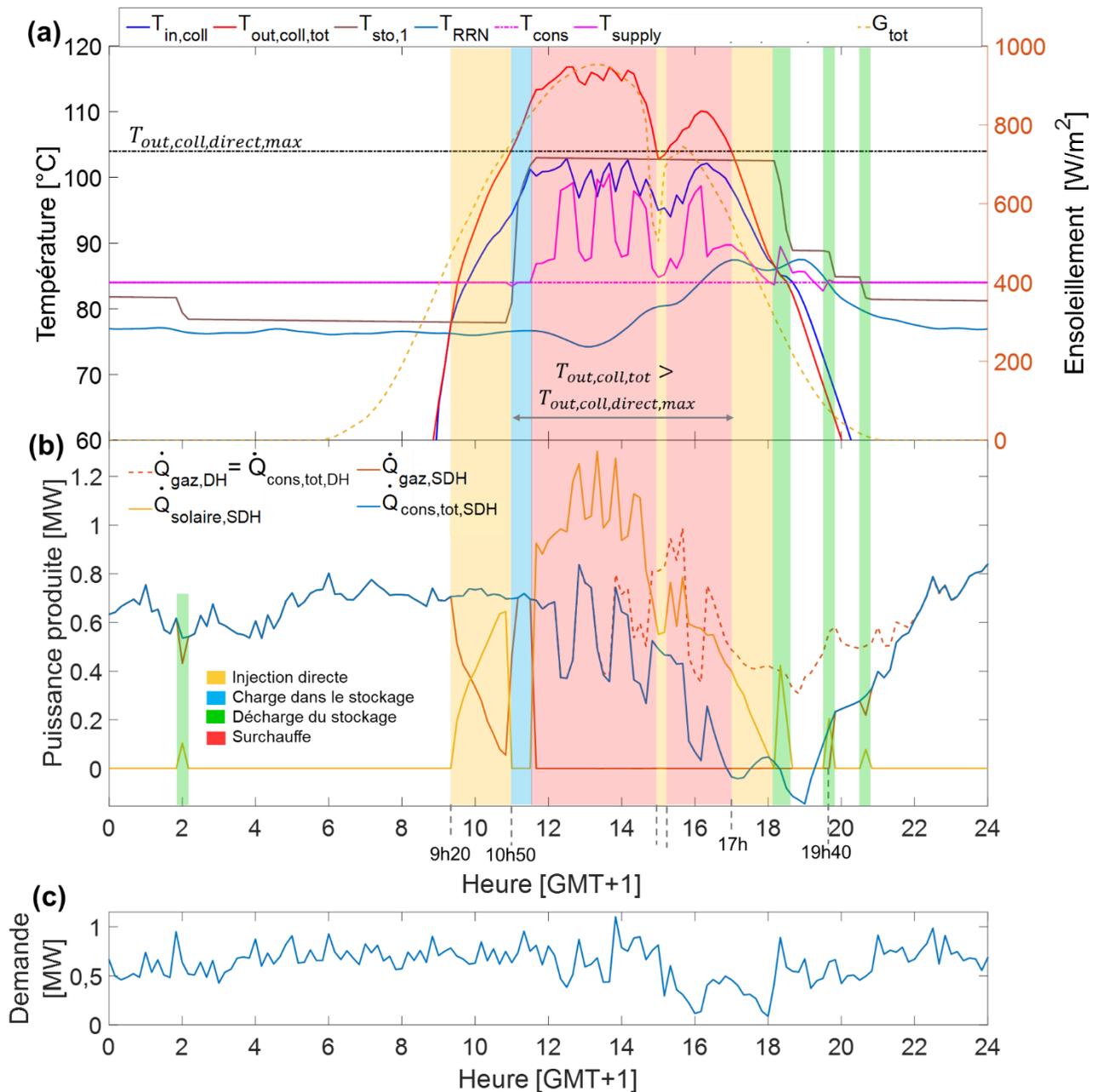


Figure III-26 – Evolution de grandeurs caractéristiques du réseau pour la journée du 23 juillet : (a) températures et ensoleillement pour le cas SDH, (b) puissance de consigne $\dot{Q}_{cons,tot,SDH}$, puissance de la boucle solaire $\dot{Q}_{solaire,SDH}$, puissances de la chaudière à gaz $\dot{Q}_{gaz,DH}$ et $\dot{Q}_{gaz,SDH}$, (c) demande en chaleur au niveau des sous-stations.

A 17h, la température retour réseau devient supérieure à la température de consigne. C'est pourquoi la puissance de consigne devient négative. Environ au même moment, une diminution de l'ensoleillement entraîne une diminution de la température en sortie de champ solaire, permettant à nouveau d'enclencher le mode direct et ce jusqu'à 18h10. Ensuite la chaleur stockée dans les ballons est injectée dans le réseau pendant 20 minutes, ce qui provoque une nouvelle surchauffe du réseau de

distribution. La chaudière à gaz n'est rallumée qu'à 19h40, lorsque la puissance à fournir au réseau redevient positive.

L'analyse du fonctionnement du réseau sur cette journée typique montre que lors d'une journée d'été fortement ensoleillée, le solaire suffit à satisfaire la demande en journée. Cependant, lorsque la puissance solaire produite devient trop importante pour le réseau, cela conduit à une surchauffe de celui-ci. Dans un tel cas il pourrait être intéressant de pouvoir simultanément injecter de la chaleur solaire dans le réseau et stocker le surplus pour l'injecter dans le réseau lorsqu'il n'y a plus de soleil et ainsi diminuer la consommation de gaz.

III.8 Analyse exergetique et exergoeconomique de l'impact de l'integration du champ solaire sur le reseau de chaleur et les chaudières

Les effets de l'integration du champ solaire sur le système global et sur les chaudières sont étudiés par l'approche exergoeconomique. L'étude est d'abord menée à l'échelle annuelle puis se concentre sur les jours typiques étudié précédemment d'un point de vue énergétique.

III.8.1 Analyse de l'impact sur le système global et les chaudières à l'échelle annuelle

III.8.1.1 Impact sur les performances du système global

L'impact de l'ajout de la centrale solaire sur les performances exergoeconomiques annuelles du système global est évalué en comparant les valeurs obtenues dans les cas DH et SDH. Les grandeurs présentées dans le Tableau III-11 sont les valeurs annuelles calculées ainsi :

$$\eta_{annee} = \frac{Ex_{P,annee}}{Ex_{F,annee}} = \frac{\int \dot{Ex}_P}{\int \dot{Ex}_F} \quad (III-25)$$

$$C_{D,annee} = \int \dot{C}_{D,annee} \quad (III-26)$$

$$c_{F,annee} = \frac{\int \dot{C}_F}{\int \dot{Ex}_F} \quad (III-27)$$

$$c_{P,annee} = \frac{\int \dot{C}_P}{\int \dot{Ex}_P} \quad (III-28)$$

$$r_{annee} = \frac{c_{P,annee} - c_{F,annee}}{c_{F,annee}} \quad (III-29)$$

$$f_{annee} = \frac{Z_{tot} \cdot \frac{i \cdot (1+i)^n}{(1+i)^n - 1}}{Z_{tot} \cdot \frac{i \cdot (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} + C_{D,annee}} \quad (III-30)$$

$$c_{fournie,annee} = \frac{\int \dot{C}_{supply}}{\int \dot{Ex}_{supply}} \quad (III-31)$$

L'intégration du champ solaire provoque une augmentation de 4,5 % de l'exergie détruite sur l'année. En conséquence, le rendement exergetique annuel diminue de 15,3 à 14,7 %. Cependant cela ne conduit pas à une augmentation du coût de la destruction d'exergie. Au contraire, sur l'année complète le coût de la destruction d'exergie est de 550 k€, soit 2,1 % de moins que dans le cas sans solaire. Une des raisons est la gratuité de l'exergie solaire, ce qui fait que le supplément d'exergie détruite dans les capteurs solaires ne coute rien.

L'ajout de la centrale solaire implique d'ajouter son coût d'investissement à celui des deux chaudières tout en conservant le même temps de fonctionnement du système global de 8760 heures (cf. Eq(III-18)). Par conséquent, le coût horaire de l'investissement du système complet augmente de 41 % : chaque heure d'utilisation du système coûte ainsi plus cher. Il en résulte que le facteur exergoéconomique annuel passe de 0,286 à 0,345, la destruction d'exergie est toujours le principal contributeur à la formation du coût de la chaleur livrée au réseau.

En divisant le coût annuel de l'exergie fournie au réseau par l'exergie totale fournie au réseau on obtient le coût moyen de la chaleur fournie au réseau. Celui-ci est de 8,13 cts dans le cas sans solaire et 8,63 cts dans le cas avec le solaire, soit une augmentation de 6,2 %.

Tableau III-11 – Valeurs annuelles des grandeurs exergoéconomiques du système global avec et sans l'intégration de la centrale solaire.

	Sans la centrale solaire (DH)	Avec la centrale solaire (SDH)
Z_{tot} [€]	3 300	4 650
\dot{Z}_{tot} [€/h]	23,48	33,08
$Ex_{D,annee}$ [GWh]	20,08	20,98
$Ex_{F,annee}$ [GWh]	23,71	24,60
$\eta_{ex,annee}$ [%]	15,3	14,7
$C_{D,annee}$ [k€]	562	550
$c_{F,annee}$ [€/kWh]	0,0279	0,0264
$c_{P,annee}$ [€/kWh]	0,2390	0,2569
r_{annee} [-]	7,57	8,73
f_{annee} [-]	0,286	0,345
$c_{fournie,annee}$ [€/kWh]	0,0813	0,0863

En conclusion, l'intégration de la centrale solaire dégrade les performances exergetiques annuelles du système, augmente le coût de l'investissement ainsi que le coût moyen de la chaleur fournie au réseau.

III.8.1.2 Impact sur la chaudière à bois

Les Figure III-27a-b et Figure III-28 a-d présentent les valeurs moyennes (marqueurs de couleur) des grandeurs exergetiques et exergoéconomiques de la chaudière à bois pour le cas SDH pour l'année entière, la saison chaude et la saison froide. Les écart-types sont précisés par les barres verticales. La valeur en pourcentage indique l'écart relatif entre la valeur moyenne dans le cas SDH et celle dans le cas DH pour la période concernée.

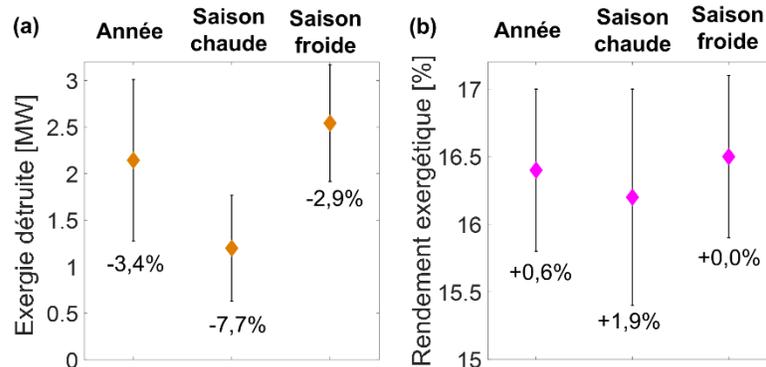


Figure III-27 – Valeurs moyennes et écart-types du flux d'exergie détruite (a) et du rendement exergetique (b) de la chaudière à bois sur l'année complète, la saison chaude et la saison froide, dans le cas SDH et variation des valeurs moyennes par rapport au cas DH.

Avec l'intégration du champ solaire, l'exergie détruite par la chaudière à bois diminue de 6,6 % et est égale à 12,84 GWh. Ceci est lié à la diminution de son temps de fonctionnement et dans une moindre mesure à une légère diminution du flux moyen d'exergie détruite (- 3,0 % sur l'année, -7,7 % en saison chaude et -2,9 % en saison froide) (Figure III-27a). Cependant les écarts types augmentent sur les trois périodes et notamment en période froide (+ 23,1 %). Par conséquent sur cette période l'exergie détruite peut atteindre des valeurs plus élevées avec le solaire que sans, malgré une moyenne plus faible. Concernant la comparaison de l'exergie détruite par la chaudière à bois entre la saison chaude et la saison froide, il est intéressant de remarquer que :

- bien que le taux moyen d'exergie détruite soit deux fois plus faible en saison chaude qu'en saison froide, les écarts types sont similaires (0,570 contre 0,628 MW) ;
- les rendements exergetiques sur les deux périodes sont similaires (1,8 % d'écart)(Figure III-27).

Ceci met en lumière le fait que la différence d'exergie détruite vient d'une consommation de puissance exergetique Fuel plus faible pendant la saison chaude que pendant la saison froide. Elle fonctionne donc à un régime plus faible en période chaude.

Il en résulte un coût de la destruction d'exergie moyen deux fois plus faible en saison chaude qu'en saison froide et des écarts types similaires (Figure III-28a). En conséquence, le facteur exergoéconomique est plus élevé en saison chaude (Figure III-28d).

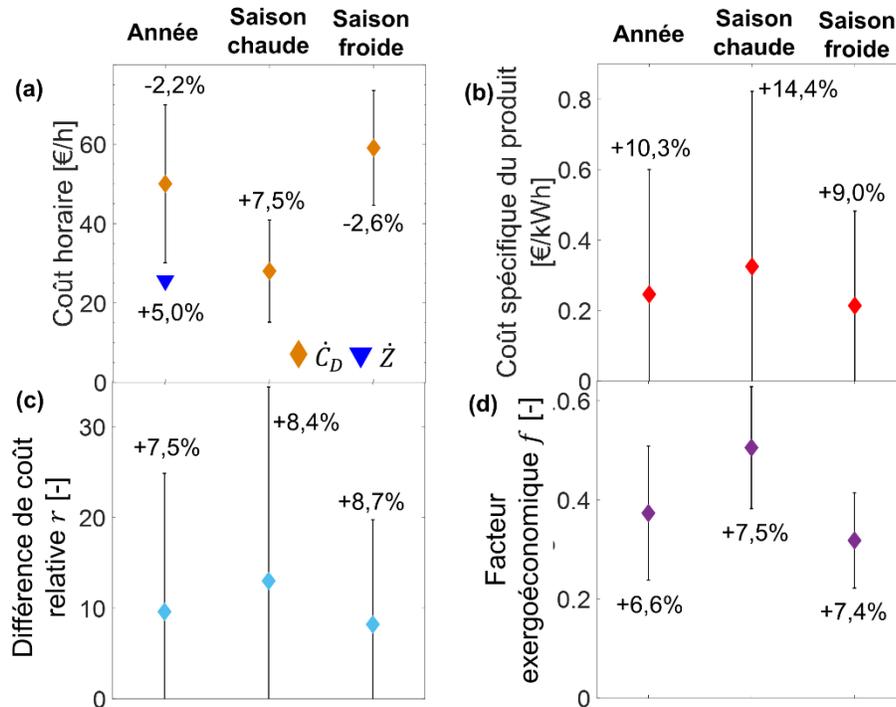


Figure III-28 - Valeurs moyennes et écart-types des coûts horaires de la destruction d'exergie et de l'investissement (a), du coût spécifique du produit (b), de la différence de coût relative (c) et du facteur exergoéconomique (d) de la chaudière à bois sur l'année complète, la saison chaude et la saison froide, dans le cas SDH et variation des valeurs moyennes par rapport au cas DH.

Concernant le facteur exergoéconomique, on constate que lors que la saison froide pendant laquelle la chaudière fonctionne 98,5 % du temps, la valeur moyenne est de 0,318 avec un écart type de 0,096 (Figure III-28d). La destruction d'exergie, et donc les irréversibilités, sont ainsi le contributeur principal à la formation du coût du Produit, avec un poids deux fois plus important que l'investissement. Au contraire sur la période chaude, les contributions à la formation du coût du Produit sont équitablement réparties entre la destruction d'exergie et l'investissement avec un facteur exergoéconomique de 0,505 et un écart type de 0,123 (Figure III-28d). Par ailleurs, la diminution du temps de fonctionnement de la biomasse causé par l'ajout du solaire entraîne une augmentation de 5,0 % du coût horaire de l'investissement : pour chaque heure de fonctionnement, l'utilisation de la chaudière à bois est plus coûteuse (Figure III-28a). Par conséquent, que ce soit sur l'année, sur la saison chaude ou la saison froide, l'ajout du solaire provoque une augmentation du facteur exergoéconomique, rééquilibrant ainsi les contributions dans les surcoûts. L'ajout du champ solaire augmente la moyenne du coût spécifique du Produit de la chaudière à bois de 10,3 % sur l'année complète et de 14,4 % sur la saison chaude (Figure III-28b). Le coût spécifique du Fuel étant constant, cela conduit à une augmentation de 7,5 % de la différence de coût relative sur l'année (Figure III-28c).

En conclusion, l'intégration du champ solaire entraîne une diminution de l'exergie détruite par la chaudière à bois mais ne modifie pas son rendement exergétique. En revanche cela augmente le coût du Produit, aussi bien en saison chaude qu'en saison froide, à cause de l'augmentation du coût horaire de l'investissement couplé à la diminution du coût horaire de la destruction d'exergie. L'augmentation de 6,6 % du facteur exergoéconomique confirme cela.

III.8.1.3 Impact sur la chaudière à gaz

Les Figure III-29a-b et Figure III-30a-d présentent les valeurs moyennes (marqueurs de couleur) des grandeurs exergetiques et exergoéconomiques de la chaudière à gaz pour le cas SDH pour l'année entière, la saison chaude et la saison froide. Les écart-types sont précisés par les barres verticales. La valeur en pourcentage indique l'écart relatif entre la valeur moyenne dans le cas SDH et celle dans le cas DH pour la période concernée.

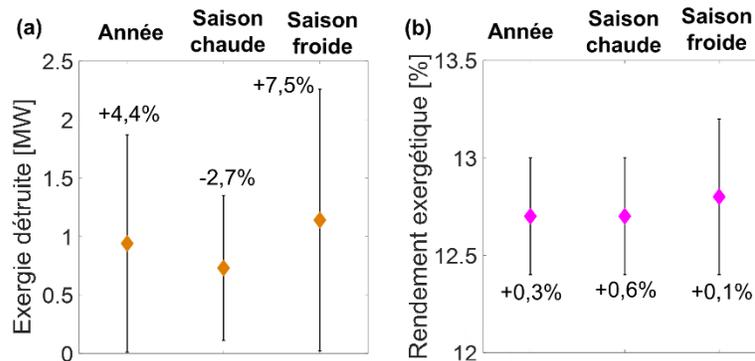


Figure III-29 - Valeurs moyennes et écart-types du flux d'exergie détruite (a) et du rendement exergetique (b) de la chaudière à gaz sur l'année complète, la saison chaude et la saison froide, dans le cas SDH et variation des valeurs moyennes par rapport au cas DH.

Avec l'ajout du champ solaire, l'exergie détruite par la chaudière à gaz sur toute l'année augmente de 1,1 %. C'est une conséquence directe de l'augmentation de son temps de fonctionnement. Le flux moyen d'exergie détruite par la chaudière diminue légèrement en période chaude (-2,7 %), et augmente en période froide (+7,5 %) (Figure III-29a). L'écart type en saison froide, égal à 98 % de la valeur moyenne, montre la grande modularité du gaz. Cette valeur est plus faible sur la période chaude (85 % de la valeur moyenne). Une dispersion plus importante des valeurs lors de la saison froide est également observée pour le coût de la destruction d'exergie, le coût spécifique du produit, la différence de coût relative r et le facteur exergoéconomique f . Le rendement exergetique n'est pas impacté par l'ajout du solaire et reste compris entre 12,4 et 13,1 % quelle que soit la saison car la chaudière à gaz est peu sensible aux variations du taux de charge (Figure III-29b).

L'augmentation du flux moyen d'exergie détruite entraîne une hausse de 4,3 % du coût de la destruction d'exergie (Figure III-30a). Par ailleurs, la réduction du temps de fonctionnement de la chaudière due à l'intégration du solaire provoque une augmentation de 3,3 % du coût horaire de l'investissement (Figure III-30a). L'augmentation de ce dernier semble avoir plus d'importance que celle du coût de la destruction d'exergie, car le facteur exergoéconomique augmente de 3,0 % (Figure III-30d). Toutefois, avec des valeurs de f entre 0,136 et 0,484, la destruction d'exergie reste identifiée comme le contributeur principal à la formation du coût du Produit.

L'ajout du champ solaire augmente le coût spécifique du produit pendant la saison chaude (+2,4 %) et le diminue sur l'autre saison (-3,1 %) tant et si bien que la moyenne annuelle n'est pas significativement modifiée (Figure III-30b). En conséquence, le coût spécifique du fuel étant le même dans les cas DH et SDH, la même observation est faite à propos de la différence de coût relative (Figure III-30c).

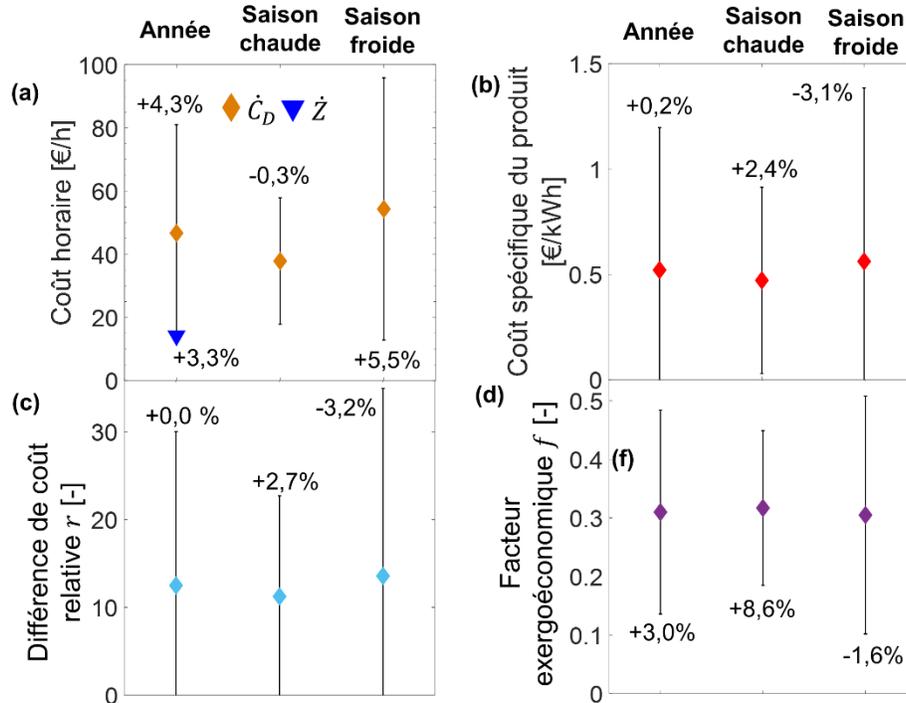


Figure III-30 - Valeurs moyennes et écart-types des coûts horaires de la destruction d'exergie et de l'investissement (a), du coût spécifique du produit (b), de la différence de coût relative (c) et du facteur exergoéconomique (d) de la chaudière à gaz sur l'année complète, la saison chaude et la saison froide, dans le cas SDH et variation des valeurs moyennes par rapport au cas DH.

En conclusion, l'intégration du champ solaire n'a pas d'impact significatif sur les performances exergetique de la chaudière à gaz, ni sur le coût du Produit. En revanche cela augmente les coûts horaires de l'investissement et de la destruction d'exergie. Cette analyse menée sur les deux chaudières montre que, d'un point de vue exergoéconomique, la chaudière à bois est plus impactée par l'ajout du champ solaire que la chaudière à gaz, notamment en termes de coût du Produit (augmentation de 10,3 % de la moyenne annuelle contre 0,2 % pour le gaz).

III.8.2 Analyse exergetique et exergoéconomique à l'échelle d'une journée

Les journées de février et juillet sur lesquels le fonctionnement du réseau avec et sans champs solaire a été comparée sont maintenant analysées d'un point de vue exergetique et exergoéconomique.

III.8.2.1 Analyse exergetique et exergoéconomique sur deux journées d'hiver

La Figure III-31a représente les exergies Fuel et Produit du système global dans les cas DH et SDH sur les journées des 27 et 28 février. Par soucis de clarté, l'exergie détruite n'est pas représentée. Son évolution est similaire à celle de l'exergie Fuel et ses valeurs peuvent s'obtenir en retranchant la valeur de l'exergie Produit à celle de l'exergie Fuel. Pour comprendre pourquoi l'exergie Fuel évolue différemment dans le cas SDH que dans le cas DH, les contributions des deux chaudières et de la centrale solaire à l'exergie Fuel total sont représentées sur la Figure III-31b pour les deux cas. L'écart entre les deux courbes de $\dot{E}x_p$ observé sur la Figure III-31a le 27 février autour de 14h est la conséquence d'un phénomène secondaire expliqué en Annexe 3.

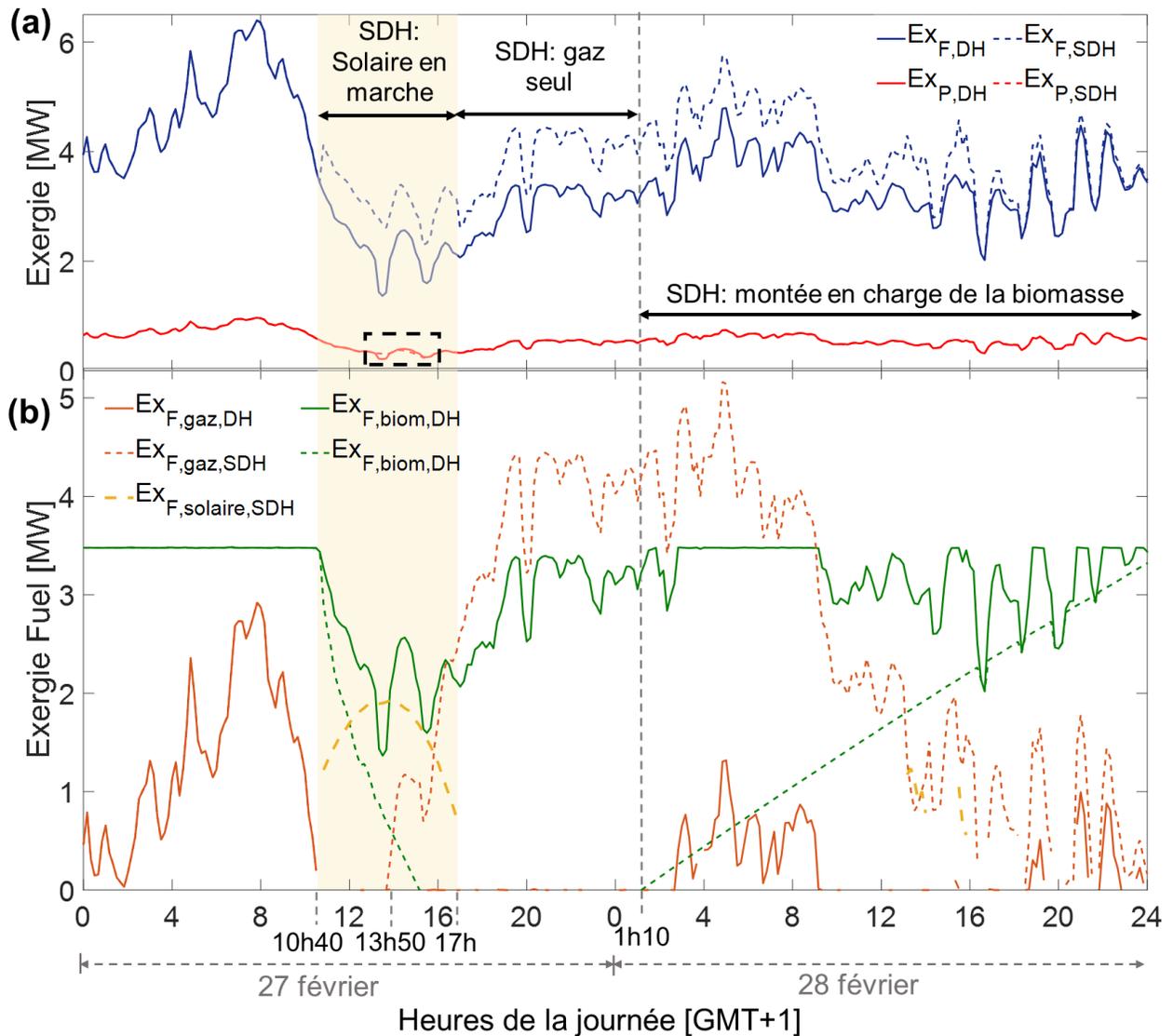


Figure III-31 – Evolution dans les cas sans solaire (DH) et avec (SDH) sur les journées des 27 et 28 février (a) des exergies Fuel et Produit du système global, (b) de l'exergies Fuel des deux chaudières et de la centrale solaire.

De minuit à 10h40 le 27 février, les courbes des cas DH et SDH sont confondues pour chacune des grandeurs car le fonctionnement du système est identique : la chaudière à bois fonctionne à sa puissance maximale et la chaudière à gaz complète la demande (Figure III-25). De 10h40 à 17h, la centrale solaire fournit de la chaleur au réseau. L'exergie solaire entre alors en compte dans le calcul de l'exergie Fuel du système. Bien que dans le même temps l'exergie Fuel de la chaudière à bois diminue (Figure III-31b), l'exergie Fuel totale augmente (+39,8 % en moyenne sur la période). Il en est de même pour la destruction d'exergie (+46,0 % en moyenne sur la période). Cela est dû au rendement exergetique de la centrale solaire plus faible que celui de la chaudière à bois (Figure III-32), à cause des irréversibilités dans la transmission de l'énergie solaire au fluide dans les capteurs solaires. Ainsi l'atteinte d'une même quantité d'exergie Produit nécessite une plus grande quantité d'exergie Fuel dans le cas où le solaire fonctionne que dans le cas où la chaudière à bois fonctionne seule (Figure III-31a).

Au plus fort de la puissance produite par le solaire, à 13h50 le 27 février, 64 % de l'exergie Fuel totale est utilisé par la centrale solaire (Figure III-30). Cette surconsommation de Fuel provoque une chute du rendement exergetique du système global de 16,0 à 10,4 % au plus bas (Figure III-32). Une fois la centrale solaire éteinte, les exergies Fuel et détruite globales restent supérieures à leurs valeurs dans le cas sans solaire : +29,5 % d'exergie Fuel et +35,3 % d'exergie détruite en moyenne sur la période (Figure III-31a). En effet dans le cas DH, la biomasse fonctionne seule alors que dans le cas avec solaire c'est le gaz qui satisfait toute la demande. Or, à exergie Produit égale, le rendement exergetique de la chaudière à gaz est inférieur à celui de la chaudière à bois (Figure III-32) car son rendement énergétique est notablement inférieur à celui de la chaudière à bois.

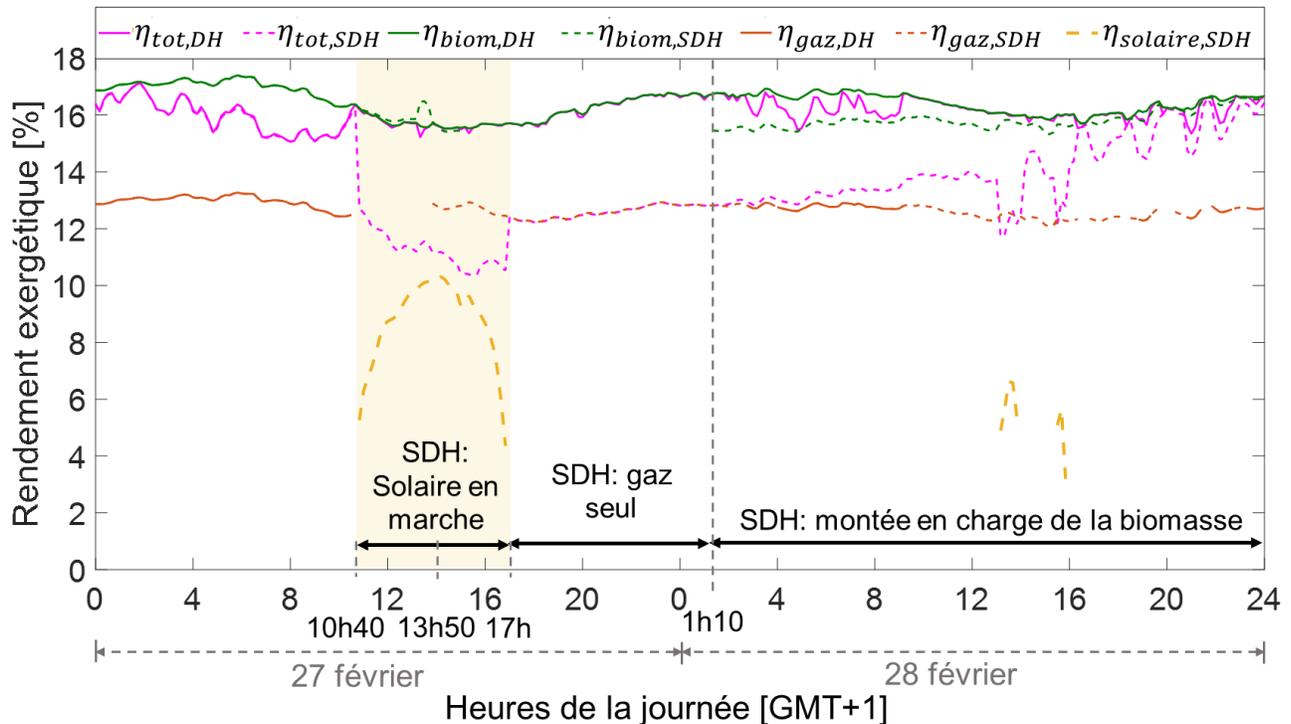


Figure III-32 – Evolution du rendement exergetique global, de la centrale solaire, de la chaudière à gaz et de la chaudière à bois dans les cas sans solaire (DH) et avec (SDH) sur les journées des 27 et 28 février.

Lorsque la chaudière à bois est remise en marche, à 1h10 le 28 février, son rendement exergetique augmente à mesure de sa montée en puissance et passe de 15,4 % au démarrage à 16,6 % à minuit, lorsque sa puissance maximale est quasiment atteinte (Figure III-32). Le rendement exergetique de la chaudière à gaz étant indépendant du taux de charge de la chaudière, le rendement exergetique du système global augmente avec celui de la biomasse. Ainsi, pour fournir une exergie Produit de 568 kW, le rendement exergetique du système est de 12,7 % si le gaz fonctionne seul et de 16,6 % si la chaudière à bois fonctionne seule. L'effet de l'augmentation du rendement exergetique du système au cours de la journée du 28 février est visible sur la Figure III-31a : l'écart entre les valeurs de l'exergie Fuel dans les cas DH et SDH diminue à mesure que la part de la chaudière à bois dans la satisfaction de la demande augmente.

La diminution des performances exergetiques du système avec l'ajout du solaire n'entraîne pas forcément une hausse des coûts liées à l'exergie. En effet :

- entre 10h40 et 14h10 et lorsque la centrale solaire injecte de la chaleur dans le réseau à la place de la chaudière à bois, les coûts horaires associés au Fuel et au Produit sont plus faibles que dans le cas DH (Figure III-33). Ce phénomène découle de l’hypothèse de gratuité de l’exergie solaire. Ainsi, bien que l’exergie Fuel soit plus élevée, le fait qu’elle vienne en grande partie du solaire diminue son coût horaire par rapport au cas où seules les chaudières fonctionnent (cf. Eq(III-19)).
- à 14h10, lorsque la chaudière à gaz est mise en marche et que sa contribution à la production de chaleur devient supérieure à celle de la chaudière à bois (cf. III.7.2.1), le coût horaire du Produit devient supérieur à celui dans le cas DH.
- à 15h50, la contribution de la centrale solaire à la satisfaction de la demande est en train de diminuer notablement et la production de la chaudière à gaz augmente. Le coût horaire du Fuel devient supérieur à sa valeur dans le cas DH.

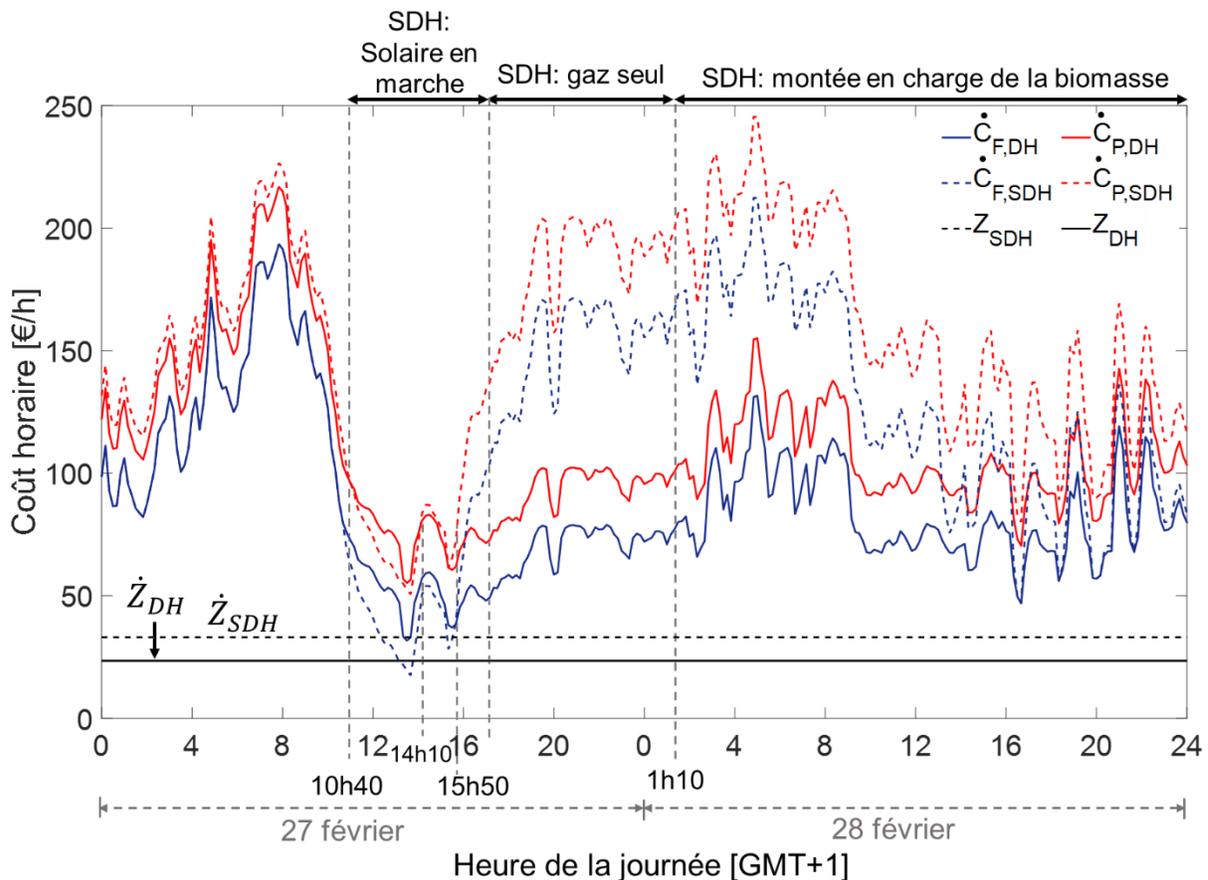


Figure III-33 - Evolution des coûts horaires associés au Fuel, au Produit et à l’investissement du système global dans les cas sans solaire (DH) et avec (SDH) sur les journées des 27 et 28 février

Les coûts horaires du Fuel et du Produit dans le cas SDH restent supérieur à ceux dans le cas DH une fois la centrale solaire éteinte et ce jusqu’à ce que les parts de biomasse et de gaz dans la production de chaleur dans les deux cas soient identiques. La raison est que, au lieu d’avoir uniquement la chaudière à bois allumée (cas DH), celle-ci est éteinte et la chaudière à gaz, dont le rendement exergétique est plus faible et le coût spécifique du Fuel 66,1 % plus élevé, est allumée (cas SDH). Par

conséquent le coût horaire du Fuel augmente par rapport au cas DH. Cette hausse conduit à un coût horaire du Produit plus élevé.

Par ailleurs, on observe que le coût horaire du Produit est déjà plus important dans le cas solaire entre minuit et 10h40 le 27 février alors même que le coût horaire du Fuel est le même que dans le cas sans solaire. Cela vient du coût horaire de l'investissement du système global est plus élevé car le coût d'investissement de l'installation solaire est ajouté à celui des chaudières et que le temps de fonctionnement reste égal à 8760 h, soit une année entière. Ainsi, bien que le fonctionnement des deux chaudières, et par conséquent le coût horaire du Fuel, soient identiques dans les deux cas, le coût horaire du Produit augmente d'autant que le coût horaire de l'investissement, soit 9,6 €/h.

Le comportement du coût horaire du Produit lorsque la centrale solaire fonctionne se retrouve dans celui du coût moyen du Produit, comme l'illustre la Figure III-34a. Lorsque le solaire fonctionne seul, le coût moyen du Produit diminue. Au plus fort de la production solaire, il est 33,4 % plus faible que dans le cas sans solaire. En revanche, dès que le gaz est mis en marche, le coût moyen du Produit est fortement impacté par le coût de l'exergie Fuel dans la chaudière à gaz. A 17h, lorsque le solaire n'injecte plus de chaleur, le coût du Fuel est égal à celui du gaz. Ceci provoque une hausse de 87,8 % du coût moyen du Produit par rapport au cas sans solaire où la biomasse fonctionne seule. Lorsque le gaz et la biomasse fonctionnent simultanément, le coût moyen du Fuel est la moyenne pondérée des coûts des Fuel propres à chacun des combustibles. Ainsi on observe que ce coût tend vers celui de la biomasse à mesure que la part de la biomasse dans la production de chaleur augmente et que celle du gaz diminue.

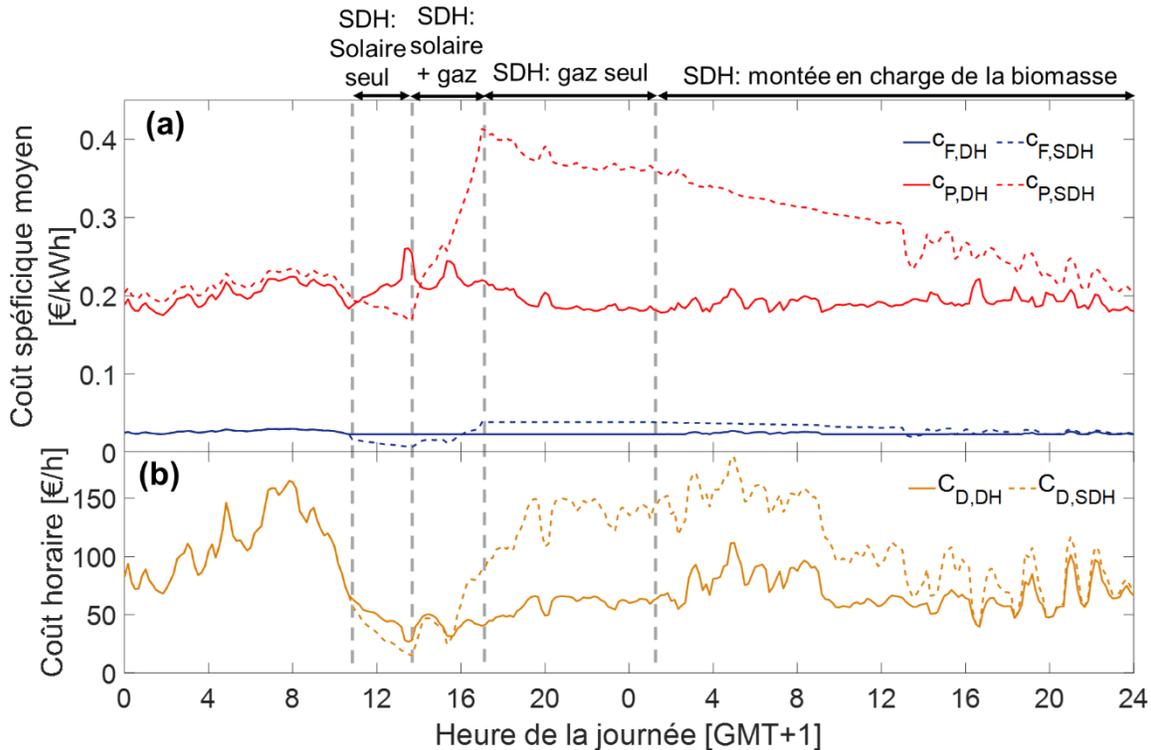


Figure III-34 – Evolution des coûts spécifiques moyens au Fuel et au Produit (a) et coût horaire de la destruction d'exergie du système global dans les cas sans solaire (DH) et avec (SDH) sur les journées des 27 et 28 février

Le coût total de la destruction d'exergie est calculé comme la somme du coût de la destruction d'exergie dans chaque composant. La Figure III-34b met en évidence le fait que le fonctionnement de la centrale solaire seule à la place de la chaudière à bois diminue le coût horaire de la destruction d'exergie, puisque qu'une grande part de l'exergie détruite provient de l'exergie solaire gratuite. En revanche, une fois que la chaudière à gaz est mise en marche le même constat que précédemment est fait : puisque l'utilisation du gaz au lieu de la biomasse détruit plus d'exergie avec un coût spécifique du Fuel plus élevé, le coût horaire de la destruction d'exergie augmente en comparaison avec le cas sans solaire.

Le comportement de la différence de coût relative au cours des journées du 27 et 28 février, visible sur la Figure III-35a, est relativement similaire à celui du coût moyen du Produit, aussi bien dans le cas sans solaire que dans le cas avec. Entre minuit et 11h, l'augmentation de 28,6 % en moyenne de la différence de coût relative est due l'augmentation du coût d'investissement provoquée par l'ajout de la centrale solaire. Entre 11h et 13h50, lorsque le solaire fonctionne seul, la baisse de la différence ce coût relative indique que le coût moyen du Produit a une plus forte diminution que le coût moyen du Fuel. Ensuite on observe que l'utilisation du gaz à la place de la biomasse est la source d'importants surcoûts. Au moment où la centrale solaire s'éteint, la différence de coût relative est plus de deux fois plus élevée quand dans le cas sans solaire (+ 106,5 %). L'écart entre les valeurs avec et sans solaire se réduit au fur et à mesure que la chaudière à bois monte en puissance.

L'analyse de la Figure III-35b permet de voir que dans le cas sans solaire, le facteur exergoéconomique ne dépasse pas 0,5. Cela signifie que, sur ces deux jours, la destruction d'exergie est la source principale des surcoûts. Dans le cas avec la centrale solaire, cela reste vrai, sauf de 12h20 à 15h50, lorsque le solaire produit une partie de la chaleur avec un coût de la destruction d'exergie très faible (Figure III-34b).

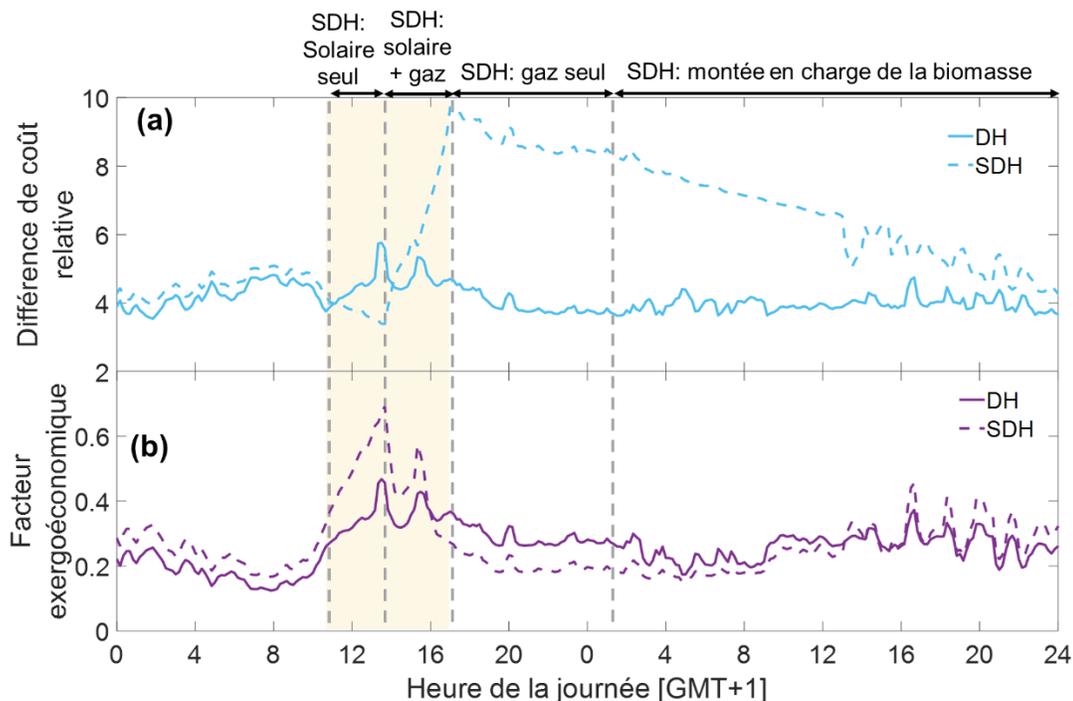


Figure III-35 - Evolution de la différence de coût relative (a) et du facteur exergoéconomique (b) du système global dans les cas sans solaire (DH) et avec (SDH) sur les journées des 27 et 28 février

L'analyse exergoéconomique menée sur ces deux journées a montré que l'intégration de la centrale solaire augmente la quantité d'exergie détruite et diminue le rendement exergétique global, pendant le fonctionnement de la centrale solaire mais aussi dans les heures qui suivent, tant que la chaudière à bois ne fonctionne pas à sa puissance maximale. Cela est directement lié au rendement exergétique plus faible pour la centrale solaire et la chaudière gaz que pour la chaudière à bois. Par ailleurs, lorsque la centrale solaire répond à la majeure partie de la demande :

- le coût relativement faible de l'exergie Fuel de la centrale solaire permet de diminuer les coûts horaires \dot{C}_F et \dot{C}_P et moyens c_F et c_P ainsi que le coût horaire de la destruction d'exergie. Les surcoûts de la production de chaleur sont également plus faibles ;
- le coût horaire de la destruction d'exergie diminue ;
- le poids des coûts d'investissement dans les surcoûts augmente avec la production de chaleur de la centrale solaire.

En revanche lorsque la chaudière à gaz répond à la majeure partie de la demande à la place de la chaudière à bois :

- pour une quantité d'exergie Produit fixée, \dot{C}_F et \dot{C}_P sont plus élevés. De ce fait, c_P augmente, de même que différence de coût relative ;
- l'exergie est détruite à un coût plus élevé. Il en résulte que le poids de l'investissement dans les surcoûts diminue au profit de la destruction d'exergie, bien que l'investissement ait augmenté avec l'ajout de la centrale solaire.

En conclusion, l'analyse de ces deux journées hiver montre que l'ajout du solaire n'est pas bénéfique au système d'un point de vue exergétique. En prenant en compte les considérations exergoéconomiques, l'intégration du solaire est bénéfique au système uniquement lorsque la centrale solaire fonctionne en remplacement d'une chaudière. Le coût moyen du Produit peut alors diminuer jusqu'à 33,4 %. Lorsque l'ajout provoque un recours au gaz au détriment du bois, cela n'est plus vertueux car le coût moyen du Produit augmente, jusqu'à 87,8 %.

III.8.2.2 Analyse exergétique et exergoéconomique sur une journée d'été

Analyse du champ solaire. La Figure III-36a illustre l'exergie Fuel, Produit et détruite dans le champ solaire (système capteurs + pompe) lors de la journée du 23 juillet. L'exergie Fuel étant proportionnelle à l'ensoleillement reçu, sa courbe suit la même allure. Ainsi, on retrouve vers 15 h le même comportement que sur la courbe d'ensoleillement de la Figure III-26a : les exergies Fuel, Produit et détruite chutent momentanément. Bien que l'exergie détruite augmente avec l'ensoleillement, cela ne signifie pas que les performances exergétique du champ solaire sont moins bonnes. En effet, on observe sur la Figure III-36b que le rendement exergétique augmente aussi avec l'ensoleillement. En pleine journée, lorsque l'ensoleillement est au plus fort, le rendement exergétique oscille entre 11,4 et 15,3 %. Lorsque l'ensoleillement est inférieur à 750 W/m^2 , en début et fin de journée, le rendement exergétique prend des valeurs entre 4 et 10,5 %.

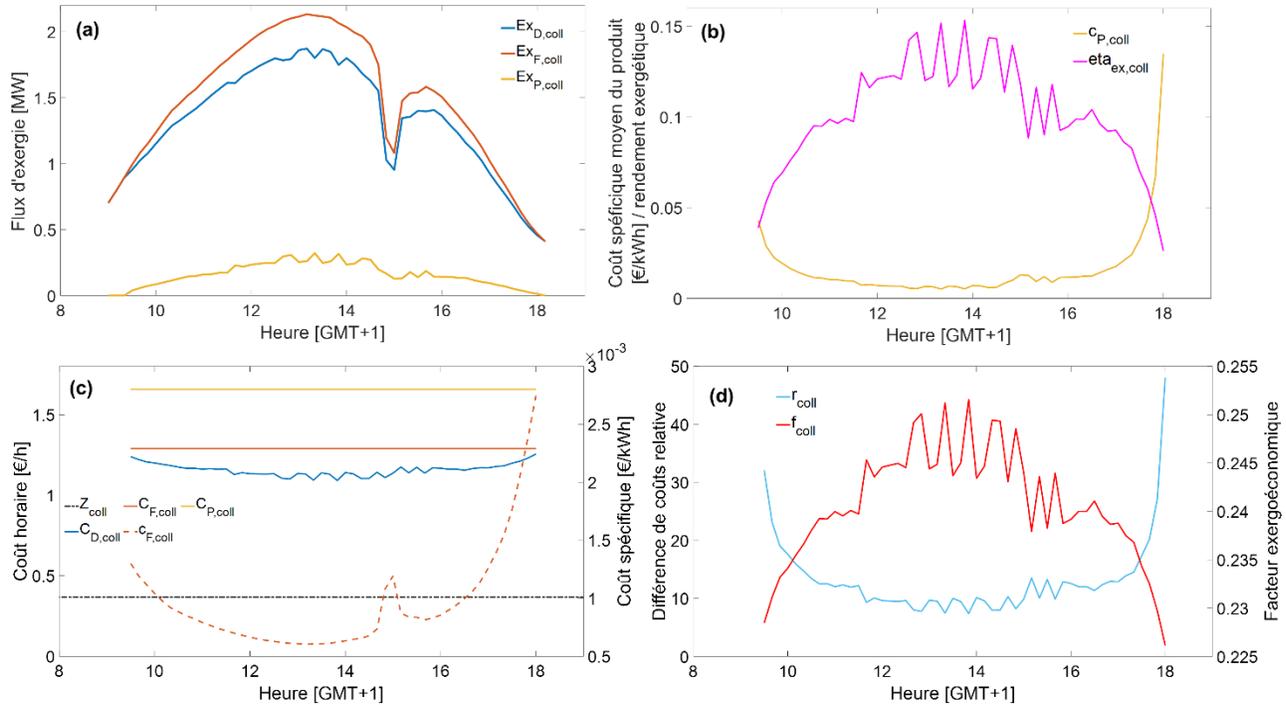


Figure III-36 - Grandeurs exergetiques et exergoeconomique du champ solaire sur la journée du 23 juillet : exergies Fuel, Produit et détruite (a), coût moyen du Produit et rendement exergetique (b), coût d'investissement, coût du Fuel, du Produit et de la destruction d'exergie et coût moyen du Fuel (c) et différence de coût relative et facteur exergoeconomique (d).

Les oscillations observées entre 12h30 et 15h40 sont dues aux oscillations de la température d'entrée dans les capteurs qui influent sur la valeur de l'exergie Produit. Sur la Figure III-36b est également représenté le coût spécifique moyen du Produit. Bien que la ressource solaire soit considérée comme gratuite, la chaleur produite a un coût, celui de l'investissement du champ solaire (capteurs et pompe) et du pompage. La puissance de pompage étant constante, le coût associé au Produit $\dot{C}_{P,solaire}$ est constant (Figure III-36c). Par conséquent le coût spécifique moyen du Produit est inversement proportionnel à l'exergie Produit. C'est pourquoi on observe que ce coût est plus faible en pleine journée qu'au début et à la fin du fonctionnement du champ solaire. En toute fin de journée, sa valeur est près de neuf fois supérieure à sa valeur moyenne sur l'ensemble de la journée. La Figure III-36c montre que, alors que l'exergie détruite augmente puis diminue au cours de la journée, son coût horaire a le comportement inverse. Cela s'explique par l'évolution du coût spécifique du Fuel. Celui-ci est inversement proportionnel à l'exergie Fuel et est donc très élevée en fin de journée. La courbe de la différence de coût relative tracée sur la Figure III-36d montre qu'en pleine journée les surcoûts sont les plus faibles et sont trois à cinq fois plus élevé en début et en fin de journée. Les valeurs du facteur exergoeconomique révèlent que la part de la destruction d'exergie dans ces surcoûts est supérieure à celle de l'investissement.

Analyse du système global. La Figure III-37 compare les exergies détruite, Fuel et Produit du système global au cours de la journée du 23 juillet dans les cas sans et avec solaire. La figure met en évidence le fait que l'exergie détruite augmente considérablement lorsque la centrale solaire injecte de la chaleur dans le réseau. Comme lors de la journée du 27 février, on observe une augmentation de l'exergie Produit peu après 11h, suivie d'une diminution autour de 17h. La raison est la même que précédemment : la centrale solaire surchauffe le réseau, la température départ réseau est donc plus élevée que dans le cas sans solaire et l'exergie Produit augmente. Quelques heures plus tard, la hausse de température est visible sur les retours et l'exergie Produit s'en retrouve diminuée.

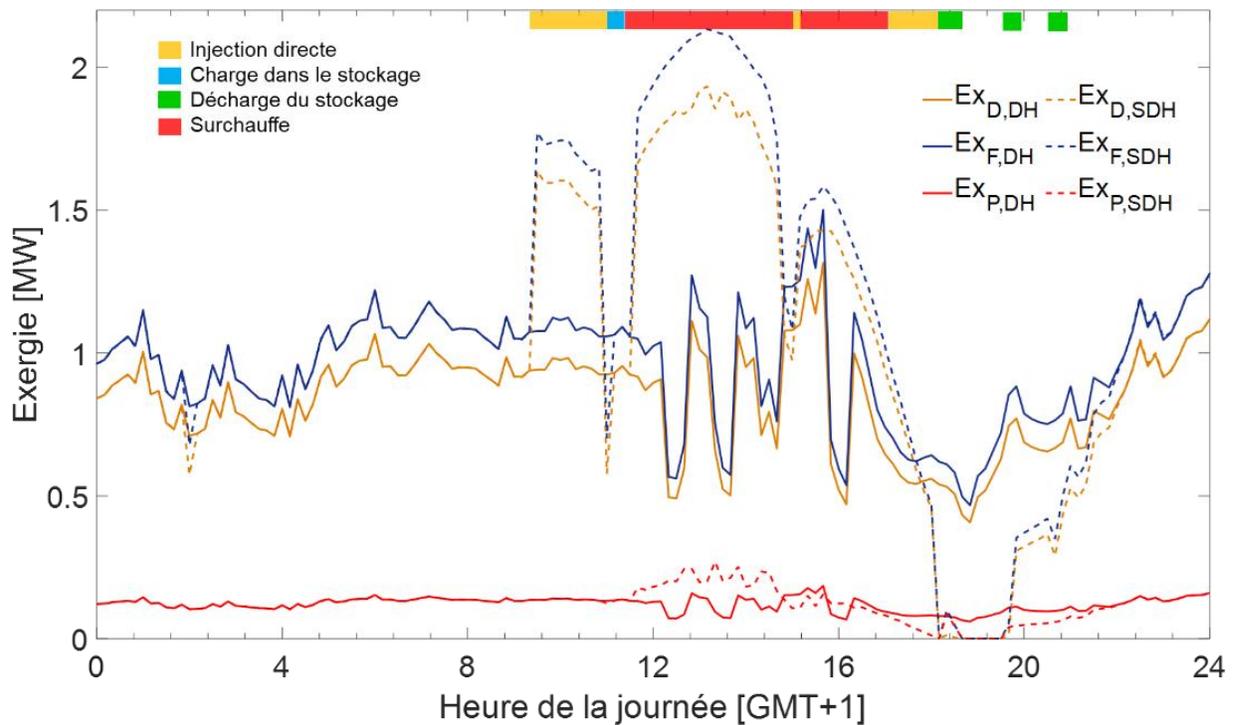


Figure III-37 - Evolution des exergies détruite, Fuel et Produit du système global dans les cas sans solaire (DH) et avec (SDH) sur la journée du 23 juillet.

La Figure III-38 illustre les flux de coût associés aux exergies précédentes. On observe que, dans le cas solaire, lorsque la chaudière à gaz fonctionne seule, le coût horaire du Produit est plus élevé que dans le cas sans solaire. Ceci est la conséquence de l'augmentation du coût d'investissement due à l'ajout de la centrale solaire. Bien que l'exergie Fuel du système augmente lorsque la centrale solaire injecte de la chaleur dans le réseau, le coût horaire associé diminue, dû au très faible coût moyen du Fuel à ce moment-là. Il en résulte une diminution jusqu'à plus de 100 % du coût associé au Produit. Le coût moyen du Fuel étant inférieur à 0,5 cts, le coût de la destruction d'exergie est également très faible, bien qu'une grande quantité d'exergie soit détruite. Ceci conduit à une diminution des surcoûts et à un facteur exergoéconomique proche de 1 (Figure III-39)

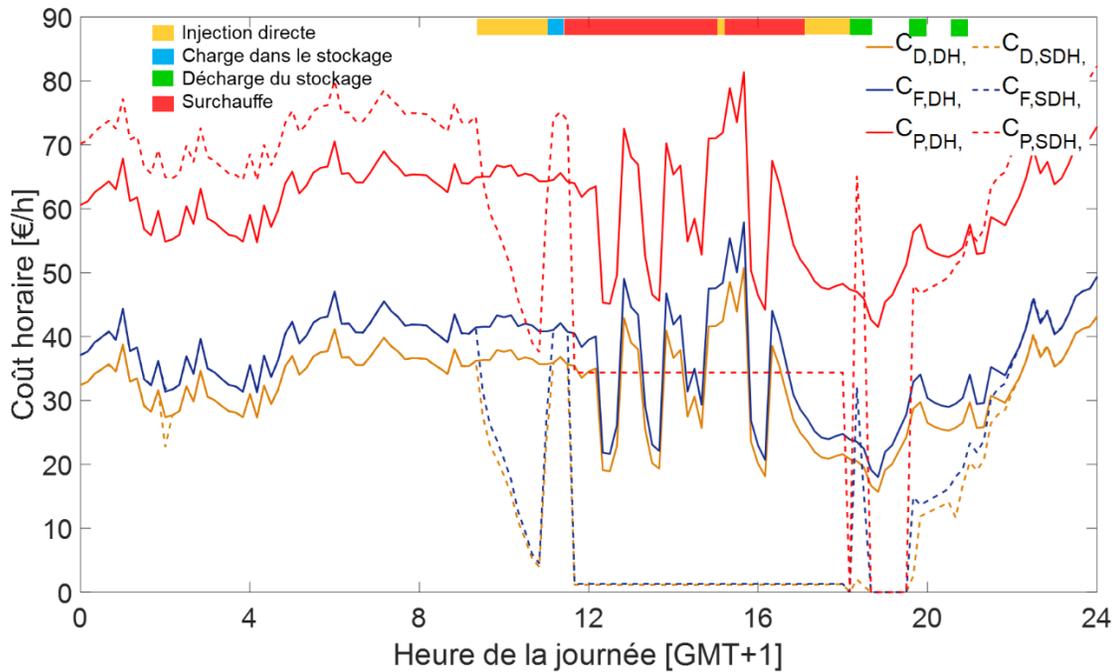


Figure III-38 - Evolution des coûts horaires des exergies détruites, Fuel et Produit du système global dans les cas sans solaire (DH) et avec (SDH) sur la journée du 23 juillet.

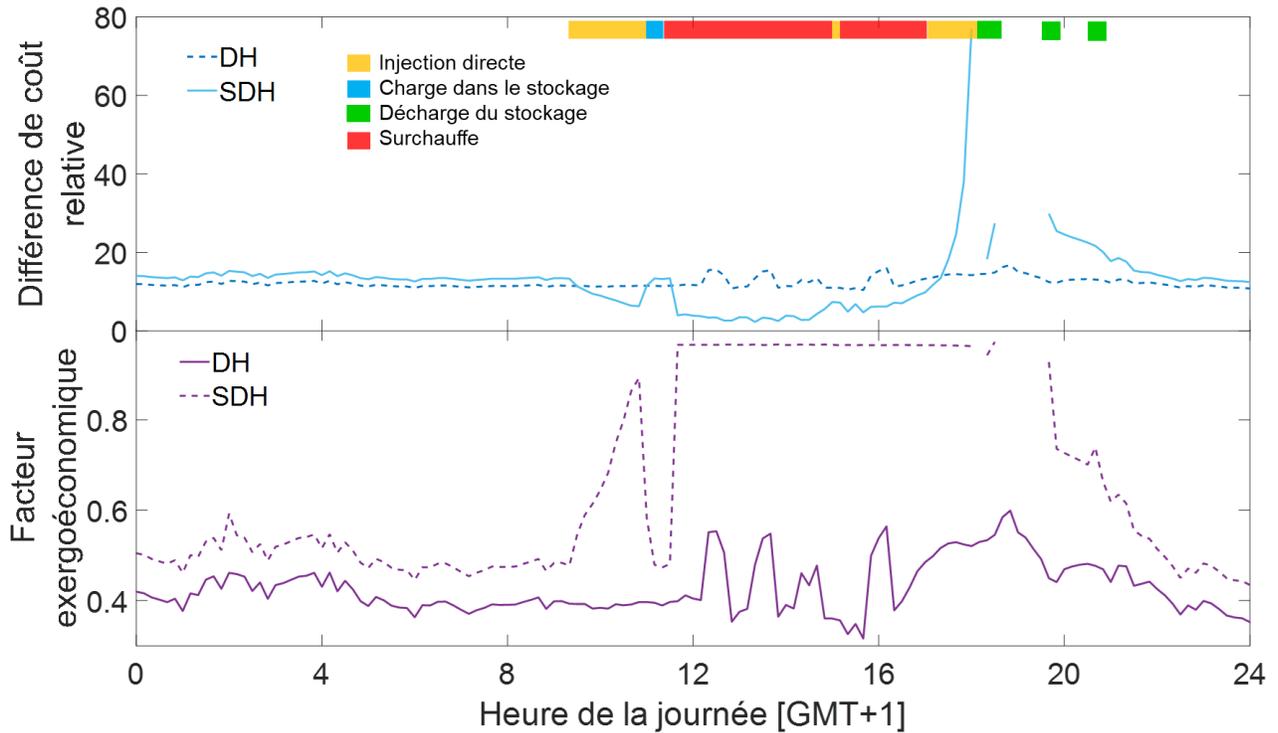


Figure III-39 - Evolution de la différence de coût relative et du facteur exergoéconomique du système global dans les cas sans solaire (DH) et avec (SDH) sur la journée du 23 juillet.

III.9 Conclusion

Dans ce chapitre, le modèle de réseau de chaleur développé pour modéliser le réseau de la ville de Chateaubriant a été présenté. Ce modèle est constitué d'un modèle simplifié du réseau de distribution ainsi que d'une chaufferie et d'une centrale solaire. Le modèle de centrale solaire est composé des sous-modèles de pompes, vannes, capteurs solaires, échangeur de chaleur et ballon de stockage développé dans le chapitre précédent. Il en est de même pour le modèle de chaufferie composée de deux chaudières, une modélisée avec le modèle simple et l'autre avec le modèle dynamique. Les modèles de contrôle commande permettant de piloter le champ solaire, la centrale solaire et la chaufferie ont été développés sur la base des lois de commande en place sur le réseau existant. Les données de fonctionnement du réseau de chaleur mesurées sur site ont été analysées et nettoyées afin de pouvoir les utiliser dans la validation du modèle de champ solaire développé ainsi que pour simuler le fonctionnement du réseau sur une année civile complète.

Ainsi, l'impact de l'intégration du champ solaire dans le réseau de chaleur sur le système dans son ensemble et sur les deux chaudières a été analysé par une approche énergétique, exergetique et exergoéconomique. D'un point de vue énergétique, l'ajout du champ solaire conduit à une diminution de 4,7 % du temps de fonctionnement de la chaudière à bois et de 6,4 % de son taux de couverture. Par ailleurs cela augmente le temps de fonctionnement du gaz de 25 % et sa puissance moyenne lors de saison froide. Cela est la conséquence de l'injection de chaleur solaire dans le réseau qui provoque l'arrêt de la chaudière à bois. Ainsi lorsqu'il n'y a plus de chaleur solaire, le gaz fonctionne plus pour satisfaire toute la demande tant que les contraintes sur la chaudière à bois interdisent de la rallumer puis obligent à augmenter progressivement sa production de chaleur. En revanche en été, lorsque la chaudière à bois ne fonctionne pas, le solaire vient en remplacement total du gaz et diminue ainsi la consommation de gaz (-321 MWh). Cependant lors des journées avec un fort ensoleillement, la puissance produite par le champ solaire est supérieure à la demande et le réseau s'en retrouve surchauffé.

D'un point de vue exergetique, l'ajout du solaire diminue le rendement exergetique du système de 3,9 % et augmente la destruction d'exergie de 4,5 %. Les causes sont la plus faible utilisation de la chaudière à bois qui a le meilleur rendement exergetique parmi les trois producteurs de chaleur, et l'utilisation du champ solaire qui a un rendement exergetique environ 62 % plus faible que celui de la biomasse et celui du gaz. D'un point de vue exergoéconomique, l'intégration du solaire dans le mix énergétique du réseau est bénéfique uniquement lorsque la centrale solaire fonctionne en remplacement d'une chaudière. En revanche lorsque la conséquence d'utilisation du solaire est le fonctionnement du gaz à la place de la chaudière à bois ou bien l'utilisation de la chaudière à bois à plus faible régime, cela augmente considérablement le coût du Produit. L'intégration du solaire n'est alors pas bénéfique au réseau d'un point de vue exergoéconomique. Sur une année de fonctionnement complète, une augmentation du coût de la chaleur livrée de 6,2 % a été obtenue avec l'ajout du champ solaire en complément des chaudières gaz et biomasse.

Ces résultats montrent que pour améliorer l'intégration du solaire il est nécessaire de pouvoir contrôler l'injection de la chaleur dans le réseau afin d'éviter les conflits entre la centrale solaire et la chaudière à bois mais aussi le surchauffage du réseau en été. Dans le chapitre suivant, le modèle de stockage intersaisonnier développé précédemment est ajouté au modèle de réseau de chaleur afin d'étudier son intérêt pour stocker la chaleur produite en excès et l'injecter l'hiver afin de mieux concilier le fonctionnement des différents producteurs de chaleur.

Chapitre IV

Intégration d'un stockage intersaisonnier dans un réseau de chaleur solaire

IV.1 Introduction

L'analyse du fonctionnement du réseau de chaleur solaire de Chateaubriant a mis en lumière l'impact de l'intégration du champ solaire sur les performances énergétique, exergetique et exergoéconomique du système global et des chaudières. Il en ressort notamment la diminution du taux de couverture de la chaudière à bois ainsi que l'augmentation du coût du Produit. Par ailleurs, l'injection dans le réseau de chaleur solaire en remplacement de chaleur produite par les chaudières est bénéfique d'un point de vue exergoéconomique. Cependant, en été, la production du champ solaire est trop élevée par rapport à la demande, ce qui conduit à une surchauffe du réseau. Afin de proposer une solution à ce problème, l'intégration d'un stockage intersaisonnier pour stocker la chaleur solaire produite en excès en été et l'injecter dans le réseau en hiver est étudiée dans ce chapitre. Pour cela, le modèle de stockage intersaisonnier développé au chapitre II est ajouté au modèle du réseau de chaleur. Une étude paramétrique du stockage est réalisée pour déterminer les caractéristiques des trois composants principaux. Enfin, le fonctionnement du stockage intersaisonnier et son impact sur le réseau sont analysés d'un point de vue énergétique, exergetique et exergoéconomique.

IV.2 Intégration d'un stockage intersaisonnier dans le réseau de Chateaubriant

Le modèle de stockage intersaisonnier développé en II.13 est utilisé pour stocker la chaleur solaire produite en excès pendant l'été et la restituer au réseau en hiver. La saison de charge du BTES est définie comme étant la saison chaude, soit du 15 avril au 14 octobre. La saison de décharge est définie comme étant la saison froide, soit du 15 octobre au 14 avril. Le schéma de principe du modèle est rappelé sur la Figure IV-1.

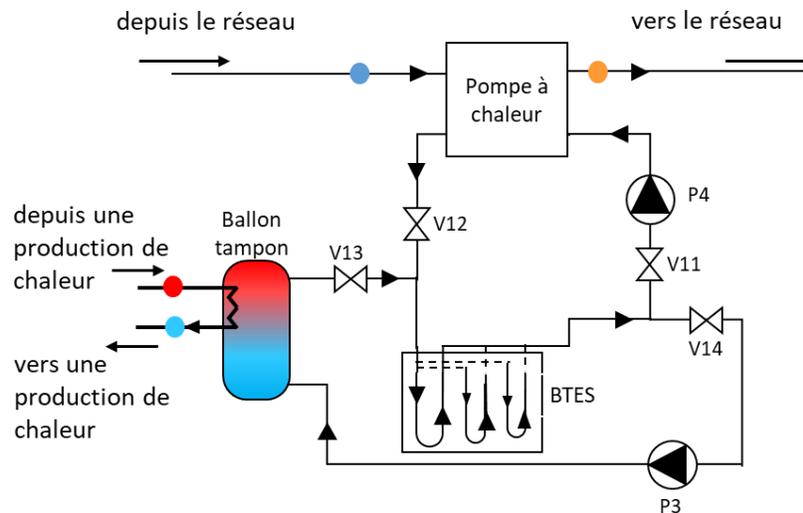


Figure IV-1 - Schéma de principe du stockage intersaisonnier

Le modèle de stockage intersaisonnier possède deux entrées et deux sorties, au niveau de l'échangeur de chaleur du ballon tampon et aux bornes du condenseur de la pompe à chaleur. L'échangeur de chaleur est connecté à la centrale solaire en parallèle du stockage journalier. Le côté source chaude de la PAC est relié au retour réseau de la branche nord, après la centrale solaire, afin que le stockage intersaisonnier préchauffe le retour réseau (Figure IV-2).

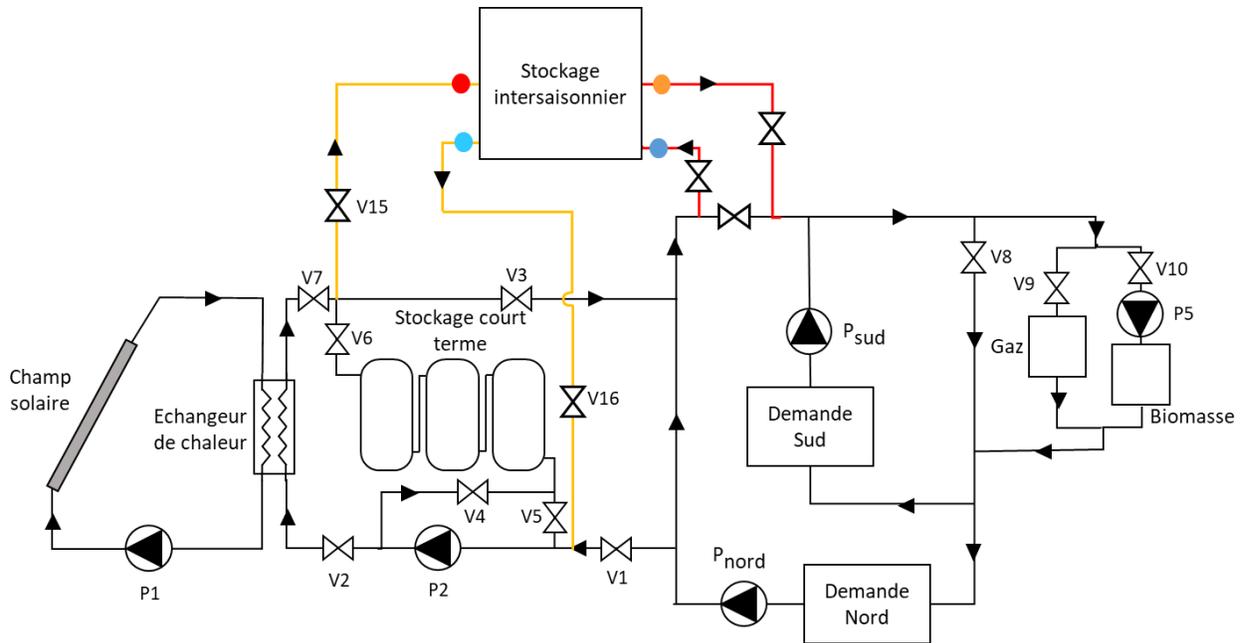


Figure IV-2 – Schéma de principe du réseau de chaleur avec intégration du stockage intersaisonnier

L'intégration du stockage intersaisonnier nécessite de modifier la loi de commande de la centrale solaire. En effet, l'objectif de cette intégration est de stocker la chaleur solaire produite en excès lorsque le champ solaire est en surchauffe plutôt que de l'injecter dans le réseau pour redescendre en température. Pour cela, la loi de commande détaillée dans le chapitre précédent (III.3.2.2) est modifiée comme suit :

- En cas de surchauffe du champ solaire, la chaleur produite n'est plus injectée dans le réseau mais envoyée vers le ballon tampon et stockée ;
- Si le stockage journalier est plein et qu'il n'est pas possible d'injecter la chaleur dans le réseau, la centrale solaire n'est plus à l'arrêt mais continue à produire de la chaleur et l'envoie vers le ballon tampon ;
- Si le champ solaire fonctionne et que la température en sortie de champ solaire est trop faible pour injecter la chaleur dans le réseau ou la stocker dans le stockage journalier, la chaleur est envoyée vers le ballon tampon.

Ces trois possibilités d'envoyer la chaleur solaire vers le stockage intersaisonnier sont ajoutées au diagramme de décision du fonctionnement de la centrale solaire (Figure IV-3).

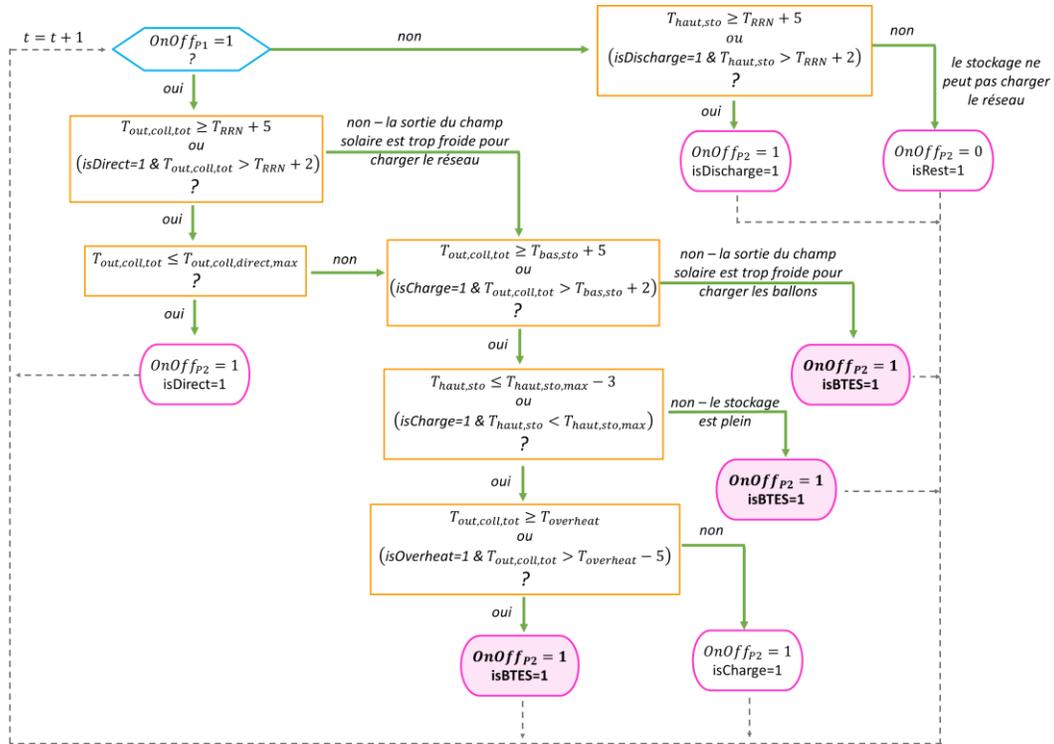


Figure IV-3 - Diagramme de décision du fonctionnement de la centrale solaire avec possibilité d'envoi de la chaleur vers le stockage intersaisonnier.

IV.2.1 Définition du contrôle commande du stockage intersaisonnier

Le stockage intersaisonnier fonctionne différemment en saison de charge, lorsque l'objectif est de stocker la chaleur produite en excès, et en saison de décharge, lorsque le but est d'extraire la chaleur du sol pour la transférer au réseau. Par conséquent, son contrôle commande, résumé dans le Tableau IV-1, est composé de deux parties distinctes.

Tableau IV-1 - Loi de commande de la charge et de la décharge du champ de sondes

Saison	Condition	Décision	Etat des pompes	Position des vannes {V11,V12,V13,V14}
Chaude	$T_{haut,buffer} \geq T_{paroi} + T_{seuilHaut}$	Démarrage de la charge	P3 = ON P4 = OFF	{0,0,1,1}
	$T_{top,buffer} \leq T_{paroi} + T_{seuilBas}$	Arrêt de la charge	P3 = OFF P4 = OFF	{0,0,0,0}
Froide	$COP \geq COP_{seuil}$	Démarrage de la décharge	P3 = OFF P4 = ON	{0,0,1,1}
	$T_{in,BTES} < T_0$	Arrêt de la décharge	P3 = OFF P4 = OFF	{1,1,0,0}

IV.2.1.1 Cas du fonctionnement en charge

Lors de la saison de charge, la chaleur produite en excès est transférée dans le ballon tampon dont le but est de réduire la puissance envoyée vers le champ de sondes en étalant sa charge dans le temps.

Dans un premier temps, le ballon tampon se charge sans transférer de chaleur au champ de sondes. Lorsque la température en haut du ballon tampon est suffisamment élevée en comparaison avec la température de la paroi des sondes, la charge du BTES commence. Les vannes V13 et V14 sont alors ouvertes, la pompe P3 se met en marche et les vannes V11 et V12 restent fermées (Figure IV-1). La charge se poursuit jusqu'à ce que le ballon tampon soit déchargé, c'est-à-dire jusqu'à ce que l'écart entre la température en haut du ballon et celle de la paroi des sondes devienne inférieure à une valeur ajustable $T_{seuilBas}$. Ce contrôle est inspiré de celui utilisé par Sun et al. pour charger le champ de sondes d'un système de pompes à chaleur géothermiques à assistance solaire [93].

IV.2.1.2 Cas du fonctionnement en décharge

Lors de la saison de décharge du BTES, la chaleur est extraite du sol et injectée dans le réseau via la pompe à chaleur. Le critère de décision de démarrage de la décharge est la valeur du COP de la pompe à chaleur. Lorsque le COP est supérieur à un seuil réglable, les vannes V11 et V12 s'ouvrent, la pompe P4 se met en marche et les vannes V13 et V14 restent fermées. La décharge s'arrête lorsque la température du fluide entrant dans le BTES $T_{in,BTES}$ devient inférieure à la température de l'état de référence T_0 .

Ce critère de démarrage de la PAC doit permettre de s'assurer de ne pas l'utiliser lorsque cela est trop peu avantageux en termes d'électricité consommée par rapport à l'énergie pouvant être fournie au réseau. Ainsi, la mise en place de ce contrôle nécessite le calcul d'une valeur de COP potentiel, estimant la valeur qu'il prendrait si la décharge commençait immédiatement. Pour cela un faible débit de 0,01 kg/s est constamment imposé à la pompe P4, de manière à faire circuler le fluide entre le BTES et la pompe à chaleur et avoir une température de fluide en entrée de la source froide de la PAC égale à la température du fluide situé dans les sondes. Ainsi le calcul de COP réalisé dans le modèle de pompe à chaleur de COP (voir II.12.1) peut être utilisé pour connaître la valeur de COP potentiel.

Le choix de la décision de l'arrêt de la décharge sur le critère de la température en entrée de BTES plutôt que sur une valeur basse de COP vient d'observations des résultats de simulations. En effet dans un premier temps le critère de décision était le passage du COP sous une valeur seuil de 2,7. Il a été observé qu'avec ce critère, sur la fin de la décharge, la température du fluide à l'entrée du champ de sondes devenait inférieure à la température de l'état de référence défini pour l'analyse exergetique. Or dans cette situation pour que le fluide soit en équilibre avec l'état de référence il faut lui fournir un travail et non plus en prélever un. Il en résulte des valeurs d'exergie qui ne sont plus comparables avec celles obtenues pour des températures supérieures à la valeur de référence. L'arrêt de la décharge lorsque la température de référence est atteinte évite de rencontrer cette situation. En effet l'entrée du champ de sondes est l'endroit où le fluide est le plus froid.

La valeur de $T_{seuilHaut}=15$ °C utilisée par Sun et al. [93] est reprise. En revanche ces derniers fixent $T_{seuilBas}$ à 10 °C. Or les simulations menées avec cette valeur ont montré que la charge du BTES s'arrêtait alors que le ballon tampon était encore en capacité de charger le champ de sondes. Sur les conseils des chercheurs du BRGM impliqués dans le projet, une différence inférieure ou égale à 2 °C

entre le haut du ballon tampon et la paroi du champ de sondes a été fixée comme critère pour arrêter la décharge.

Les valeurs des paramètres choisies pour le contrôle du stockage intersaisonnier sont donc :

- $T_{seuilHaut} = 15^{\circ}C$
- $T_{seuilBas} = 2^{\circ}C$
- $COP_{seuil} = 3,2$

IV.3 Dimensionnement du stockage intersaisonnier

L'intégration du stockage intersaisonnier dans le réseau de chaleur nécessite de déterminer les caractéristiques des trois composants principaux : le ballon tampon, le champ de sondes et la pompe à chaleur.

IV.3.1 Dimensionnement du ballon tampon

L'ajout du ballon tampon dans le système actuel provoque une augmentation de la capacité de stockage court terme de la production solaire. Or si cette capacité de stockage court terme est trop importante au regard de la production du champ solaire, le chargement complet du ballon tampon sera difficile à atteindre. Au contraire, si le ballon tampon est trop petit, il sera très vite rempli et, ne pouvant plus charger ni le stockage journalier, ni le ballon tampon, le champ solaire entrera en surchauffe. Par conséquent, plutôt que d'étudier la taille du ballon tampon seul, il est nécessaire de considérer le volume total de stockage court terme et de trouver la meilleure répartition de ce volume entre le stockage journalier et le ballon tampon. Dans certains stockages intersaisonniers en service, comme celui de l'écoquartier de Drake Landing [19], les fonctions de stockage court terme et de ballon tampon sont remplies par un même ballon. Dans le cas de la présente étude, cette option n'a pas été retenue car elle entraînait des modifications trop importantes dans la conception du modèle du réseau complet, notamment en ce qui concerne la stratégie de contrôle.

Dans un premier temps, l'étude de dimensionnement est réalisée en gardant le volume total de stockage court terme de l'installation actuelle, c'est-à-dire 150 m^3 , et en considérant trois répartitions différentes entre le stockage journalier et le ballon tampon. L'étude est menée avec un BTES rectangulaire de 36 sondes de 20 mètres de profondeur, espacées de 3 mètres, ce qui représente $6\,480\text{ m}^3$ de stockage (cf. Eq(II-106)). Les résultats des simulations du réseau de chaleur avec les différentes configurations sont reportés dans le Tableau IV-2. Les critères d'évaluation des configurations sont la température de paroi du champ de sondes après cinq saisons de charge et la moyenne de la température d'entrée dans les capteurs solaires $T_{in, coll}$ lorsque le ballon tampon se charge.

Les simulations avec les trois configurations mènent toutes au même résultat : le ballon tampon reçoit une production solaire trop importante au regard de sa capacité l'injecter progressivement dans le champ de sondes. De ce fait, à mesure que la température du ballon augmente, la puissance échangée entre le l'échangeur et le ballon diminue. En conséquence, la température du retour vers la centrale solaire $T_{outHx,buffer}$ augmente de plus en plus. Il en résulte que la température d'entrée dans l'échangeur de chaleur $T_{inHx,buffer}$ augmente, diminuant la puissance échangée avec le fluide de la boucle solaire qui augmente aussi en température.

Tableau IV-2 - Résultats des simulations sur réseau de chaleur avec différents dimensionnements du stockage journalier et du ballon tampon.

Volume stockage journalier [m ³]	Volume ballon tampon [m ³]	Résultats
100	50	arrêt de la simulation lors de la première saison de charge pour cause de surchauffe.
50	100	arrêt de la simulation lors de la troisième saison de charge pour cause de surchauffe.
1	150	arrêt de la simulation lors de la première saison de charge pour cause de surchauffe.
100	100	$T_{paroi,5ans} = 30,9 \text{ } ^\circ\text{C}$; $T_{paroi,10ans} = 29,5 \text{ } ^\circ\text{C}$; $T_{in,coll,mean} = 98,2 \text{ } ^\circ\text{C}$
150	100	$T_{paroi,5ans} = 28,1 \text{ } ^\circ\text{C}$; $T_{paroi,10ans} = 27,2 \text{ } ^\circ\text{C}$; $T_{in,coll,mean} = 99,7 \text{ } ^\circ\text{C}$

Tant que la boucle solaire fonctionne, le système n'a alors plus la possibilité de refroidir le fluide circulant entre l'échangeur du ballon tampon et celui de la centrale solaire, ce qui conduit à une surchauffe et à l'arrêt de la simulation, la température atteinte dépassant la température de saturation de ce fluide. Un volume global de stockage court terme de 150 m³ est donc trop petit pour stocker la production solaire ne pouvant être injectée directement dans le réseau.

Deux nouvelles configurations sont donc étudiées :

- une avec un volume global de stockage court terme de 200 m³ répartis à parts égales entre le stockage journalier et le ballon tampon ;
- une avec un volume global de 250 m³, avec 150m³ pour le stockage journalier et 100 m³ pour le ballon tampon.

Les deux simulations de ces configurations fonctionnent jusqu'à la fin des 10 années. Avec 200 m³ de stockage court terme, la somme des énergies chargées dans le stockage journalier et dans le ballon tampon atteint une moyenne de 212,9 MWh par an contre 219,6 MWh avec 250 m³ de stockage court terme. Par ailleurs, la température de paroi des sondes est de 30,9 °C au bout de cinq saisons de charge pour la configuration avec 200 m³ de stockage court terme contre 28,1 pour celle avec 250 m³ de stockage court terme. Enfin, dans la configuration avec 200 m³ de stockage court terme, la température moyenne d'entrée dans le champ lorsque la chaleur est stockée dans le ballon tampon solaire est de 98,8 °C, contre 99,7 °C dans la configuration avec 250 m³.

Alors que la différence d'énergie stockée à court terme n'est que de 4,1 % entre les deux configurations, la solution avec un volume global de 200 m³ permet d'atteindre une température de paroi supérieure à la solution avec 250 m³ de stockage court terme de 2,8 °C après 5 ans de charge. De plus, avec 200 m³ de stockage court terme la température moyenne d'entrée dans les capteurs est plus faible, ce qui améliore le rendement du champ solaire. Par conséquent, compte tenu des critères d'évaluation, la solution avec 200 m³ de stockage court terme également répartis entre le stockage

journalier et le ballon tampon apparaît être la meilleure configuration pour cette étude. Cette configuration est donc retenue pour la suite.

Ce choix impose de modifier la taille du stockage journalier. Pour cela le volume et la hauteur de chacun des trois ballons est réduit d'un tiers. De cette manière le volume de stockage journalier est réduit sans modifier sa modélisation.

IV.3.2 Dimensionnement du champ de sondes

L'étude de dimensionnement du champ de sondes est faite avec un stockage journalier et un ballon tampon de 100 m³ chacun. L'objectif du dimensionnement est de déterminer la configuration du champ de sondes permettant de stocker le plus de chaleur. A défaut de pouvoir choisir une géométrie cylindrique, car non modélisée dans le modèle de champ de sondes utilisé, la géométrie du champ est choisie hexagonale. Les paramètres permettant de faire varier la configuration sont :

- le nombre de sondes ;
- l'espacement entre les sondes ;
- la profondeur des sondes ;

Une fois ces paramètres fixés, le volume du BTES est calculé par l'Eq(II-106). Afin de réduire le nombre de simulations à effectuer, l'espacement entre les sondes est fixé. Sur les conseils des chercheurs du BRGM impliqués dans le projet et sur la base des résultats de l'étude paramétrique menée par Cosentino et al. [46], un écart de 3 m entre les sondes est fixé. On retrouve cette valeur dans les installations de Anneberg [38], Crailsheim [26] et Braedstrup [41]. La détermination de la profondeur des sondes dépend de leur nombre et est guidée par la recommandation de privilégier un ratio profondeur/diamètre de champ de 1 pour 1 afin de minimiser les pertes thermiques. Etant donné que le but de l'étude de dimensionnement n'est pas de déterminer la configuration optimale mais de choisir la meilleure parmi plusieurs possibilités, les profondeurs calculées sont arrondies au mètre.

Les nombres de sondes étudiés sont entre 36 et 149. Les configurations ainsi obtenues sont détaillées dans le Tableau IV-3. Le débit est déterminé de manière à être dans une plage de valeurs comprises entre 0,20 et 0,36 kg/s par sonde tout en ayant un débit global similaire pour toutes les configurations. Cette condition n'est pas vérifiée pour la configuration avec 149 sondes car cela aurait conduit à un débit par sonde trop faible, le débit est alors fixé à 0,20 kg/s.

Tableau IV-3 – Caractéristiques des configurations du champ de sondes étudiées

Nombre de sondes	Profondeur [m]	Volume [m ³]	Débit par sonde [kg/s]	Débit total [kg/s]
36	19	5 331	0,36	12,96
42	21	6 875	0,30	12,60
49	21	8 020	0,25	12,25
64	24	11 972	0,20	12,8
149	36	41 808	0,20	29,8

Toutes les configurations sont simulées sur la même durée sur 10 ans et pendant les quatre premières années le BTES est uniquement en charge. La valeur de la température de paroi des sondes après 5

saisons de charge seule est choisie comme critère d'évaluation pour déterminer la meilleure configuration.

La moyenne glissante sur 30 jours des températures de paroi sur toute la période de simulation est représentée sur la Figure IV-4 pour chacune des configurations. Pendant les cinq premières années de charge, la tendance est la même pour toutes les configurations : la température de paroi augmente en été, lorsque le BTES se charge, et diminue lentement pendant le reste de l'année. Après cinq étés de charge, un régime permanent est atteint.

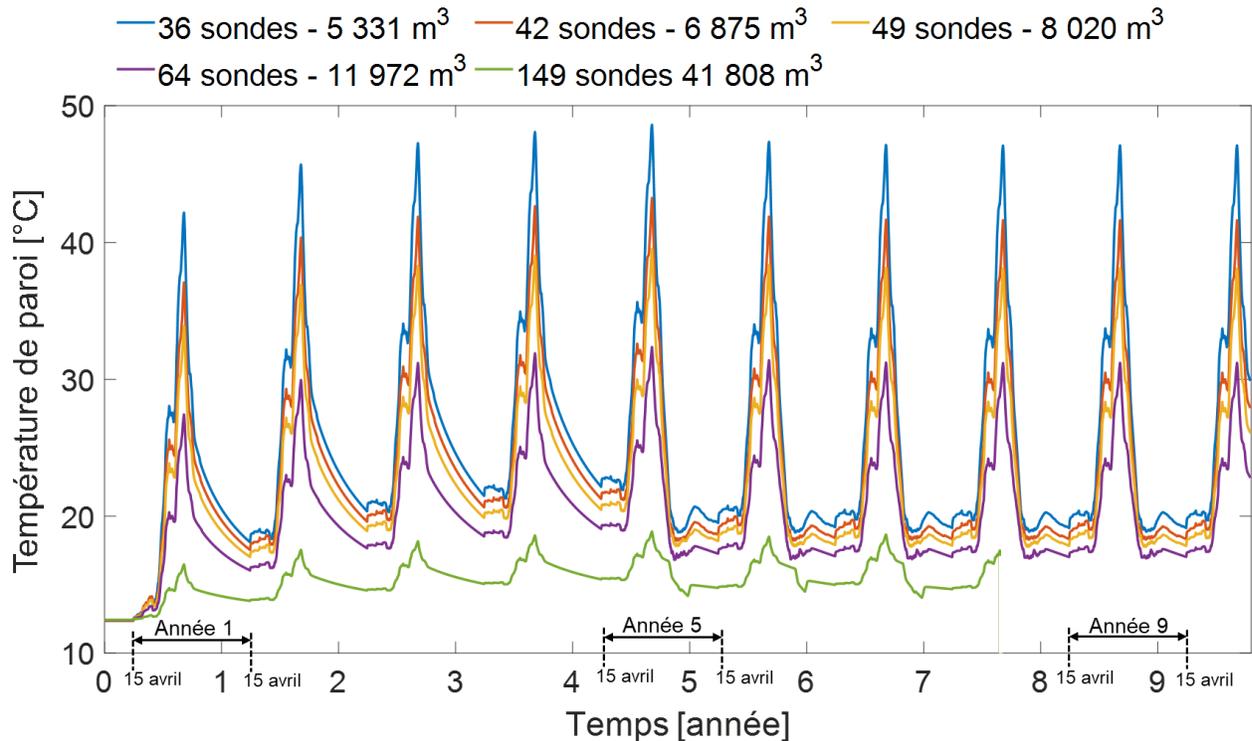


Figure IV-4 – Moyenne glissante sur 30 jours de la température de paroi pour différentes tailles de champ de sondes

La plus haute valeur est atteinte pour la configuration avec 36 sondes, correspondant au plus petit volume, avec une température de paroi de 30,9 °C. Cependant, dans ce scénario la température du fluide entrant dans les capteurs solaires dépasse les 120 °C. Cette valeur n'est pas adéquate pour le champ solaire car ces valeurs élevées diminuent son rendement et conduisent à des températures en sortie de capteurs autour de 140 °C. La cause de cette surchauffe est le volume trop faible du BTES qui ne permet pas d'assurer correctement la décharge du ballon tampon. Par conséquent, le ballon tampon reste chaud et ne refroidit pas suffisamment le fluide venant de la centrale solaire. Avec 149 sondes, la température de paroi atteint difficilement 18,8 °C pendant les saisons de charge. Ceci indique un surdimensionnement du champ de sondes. La plus haute température de paroi atteinte à la fin du régime transitoire sans que la température en sortie de champ solaire n'excède jamais 130 °C est obtenue par la configuration avec 42 sondes (29,2 °C). Par conséquent, cette configuration est retenue pour la suite de l'étude.

IV.3.3 Dimensionnement de la pompe à chaleur

La puissance compresseur de la pompe à chaleur est déterminée en fonction de la valeur du COP cible et du taux d'extraction de chaleur par mètre de sonde. Pour les pompes à chaleur sur sondes, le taux d'extraction est usuellement de l'ordre de 40-70 W/m, suivant la conductivité thermique du sol [94]. On se place ici dans le cas le plus favorable, en supposant un taux d'extraction de 70 W/m, ce qui fait une puissance théorique pouvant être extraite de 62 kW, pour un champ de 42 sondes de 21 m de profondeur. En dimensionnant la PAC à son point de fonctionnement minimal, soit un COP de 2,7, on trouve une puissance de compresseur égale à la moitié de la puissance à la source froide, soit 36,5 kW. Une puissance de compresseur de 40 kW est donc considérée.

Tableau IV-4 - Valeurs des paramètres de la pompe à chaleur et de la pompe P4

Paramètre	Notation	Valeur
Température nominale en entrée de source froide	$T_{in,sf,nom}$	15 °C
Température nominale en sortie de source chaude	$T_{out,sc,nom}$	75 °C
Différence de température nominale aux bornes de la source froide	$\Delta T_{evap,nom}$	2,00 K
Différence de température nominale aux bornes de la source chaude	$\Delta T_{cond,nom}$	1,37 K
Puissance du compresseur	\dot{W}_{PAC}	40 kW
Débit de décharge du BTES	\dot{m}_{P4}	14,34 kg/s
Rendement de la pompe P4	η_{P4}	0,49

IV.3.4 Paramètres économiques du stockage intersaisonnier

Les coûts d'investissement des composants du stockage intersaisonnier sont présentés dans le Tableau IV-5. Le coût d'investissement du ballon tampon de 100 m³ est pris égal aux deux tiers de celui du stockage journalier de 150 m³. De plus, dans la mesure où la taille du stockage journalier a été réduite d'un tiers, son coût d'investissement est réduit d'autant. Les pompes P3 et P4 étant prises identiques à la pompe P2 de la centrale solaire, leur coût d'investissement est égal. Le coût d'investissement du champ de sondes considéré est de 75€ par mètre de forage¹, ce qui fait 66,15 k€ pour un champ de 42 sondes de 21 mètres de profondeur. Le coût d'investissement de la pompe à chaleur est calculé à partir d'un coût moyen de 693 €/kW_{el}. Cette valeur provient de l'entreprise de production d'énergie finlandaise AB Fortum qui l'utilise couramment dans les calculs économiques [95].

Tableau IV-5 - Coûts d'investissement des composants du stockage intersaisonnier

Paramètre	Notation	Valeur
Coût d'investissement du ballon tampon [k€]	Z_{buffer}	79,94
Coût d'investissement d'une pompe [k€]	Z_{P3}, Z_{P4}	4,57
Coût d'investissement du champ de sondes [k€]	Z_{BTES}	66,15
Coût d'investissement de la pompe à chaleur [k€]	Z_{PAC}	27,72

¹ source BRGM

Les durées de vie des installations et le taux d'intérêt sont les mêmes que pour le réseau global, soit 20 ans pour la durée de vie et 3,75 % de taux d'intérêt.

IV.4 Analyse du fonctionnement du réseau avec le stockage intersaisonnier

Le réseau de chaleur avec stockage intersaisonnier ainsi obtenu est simulé sur 10 ans. Les données d'entrées (météo, demande, débit) sont reprises d'une année à l'autre et prises égales à celles de 2019. La période de simulation se compose de quatre années pendant lesquelles le BTES ne fait que se charger, suivie de cinq années où le BTES se charge en été et se décharge en hiver et se termine par une dernière saison de charge. La simulation se termine le 14 octobre, à la fin de la saison de charge. Pour les analyses, les années considérées vont du 15 avril au 14 avril suivant, de manière à commencer par une saison de charge entière et poursuivre sur une saison de décharge complète.

Le comportement du stockage intersaisonnier est analysé pour comprendre sa dynamique. L'impact de son intégration sur les performances des autres composants du réseau est ensuite étudié année par année et à l'échelle de deux journées typiques.

IV.4.1 Analyse du comportement du stockage intersaisonnier sur 10 ans de simulation

La Figure IV-5 représente les profils des températures en entrée et en sortie de l'échangeur du ballon tampon, en entrée, en sortie et à la paroi du champ de sondes et de la température moyenne du ballon tampon pendant trois jours typiques d'été où le BTES est en charge (23-25 août). On observe que lorsque le ballon tampon se décharge dans le BTES sans recevoir de production solaire (charge BTES seule), les températures en entrée et sortie du BTES $T_{in,BTES}$ et $T_{out,BTES}$ et la température moyenne du ballon tampon $T_{mean,buffer}$ évoluent de la même manière et diminuent (-20 K en 17h). La température à la paroi des sondes T_{paroi} diminue plus lentement.

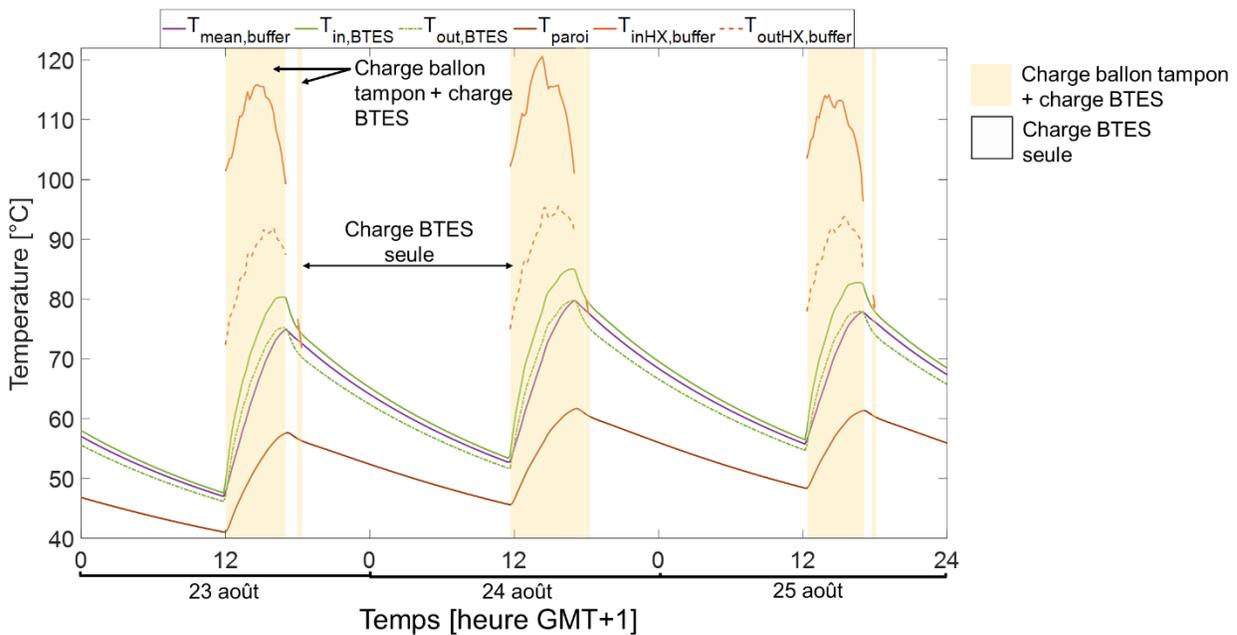


Figure IV-5 - Profils des températures dans le stockage intersaisonnier pendant une période typique de charge.

Ces phases sont entrecoupées de périodes de quelques heures pendant lesquelles de la chaleur solaire est stockée dans le ballon tampon (charge ballon tampon + charge BTES), débutant autour de 12h (Figure IV-5). Ceci entraîne une augmentation rapide de la température dans le ballon tampon et par conséquent à l'entrée, à la sortie et à la paroi du BTES. Sur toute la saison chaude, le BTES se charge environ 1 400 heures. Lors de la neuvième année, la première charge intervient le 5 juillet et la dernière se termine le 20 septembre.

La Figure IV-6 représente l'évolution des températures en entrée et sortie de source chaude de la pompe à chaleur lorsqu'elle fonctionne et des températures en entrée, en sortie et à la paroi du champ de sondes au cours d'une journée typique de décharge du BTES (16 octobre). On observe des alternances entre les phases de décharge (en fond coloré) et d'arrêt de la pompe à chaleur. Lorsque le BTES se décharge sa température de paroi et celle en entrée et sortie suivent la même tendance avec toutefois une diminution plus lente de la température de paroi dans les minutes qui suivent la mise en marche de la PAC. En passant dans le BTES, le fluide se réchauffe d'environ 2 K. Les phases d'arrêt de la décharge permettent à la paroi des sondes de remonter en température. Sur un an, le temps total de décharge du BTES est d'environ 420 heures. Lors de la neuvième année, la première décharge intervient le 16 octobre et la dernière se termine le 6 mars, avec un mois et demi sans décharge entre le 1^{er} janvier et le 15 février.

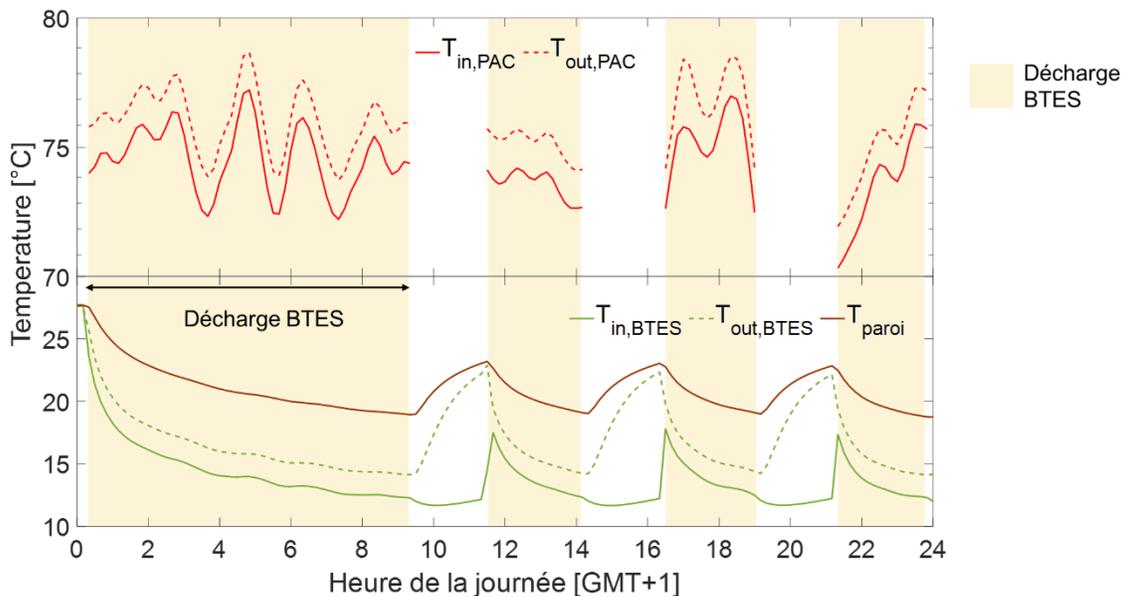


Figure IV-6 - Profils des températures dans le stockage intersaisonnier pendant une période typique de décharge.

Le rendement du champ de sondes atteint 38 % la première année d'utilisation en décharge et se situe entre 32 et 33 % les quatre années suivantes. Ces résultats sont cohérents avec ceux obtenus par l'installation de la communauté solaire de Drake Landing (35 % la troisième année de fonctionnement [19])

IV.4.2 Analyse des performances du réseau sur 10 ans de simulation

L'impact de l'intégration du stockage intersaisonnier sur la partie solaire du réseau de chaleur est étudié en comparant les énergies annuelles chargées et déchargées dans le stockage journalier ($\dot{Q}_{ch,sto}$ et $\dot{Q}_{disch,sto}$) et dans le champ de sondes ($\dot{Q}_{ch,BTES}$ et $\dot{Q}_{disch,BTES}$) sur les neuf années pleines de fonctionnement du champ de sondes et dans le cas du même réseau sans BTES (Figure IV-7). Le rapport entre l'énergie solaire totale injectée dans le réseau (en mode direct, décharge du stockage journalier, décharge du BTES) et l'énergie solaire transmise aux fluides par les capteurs $\eta_{Q_{solaire}}$ est également considéré.

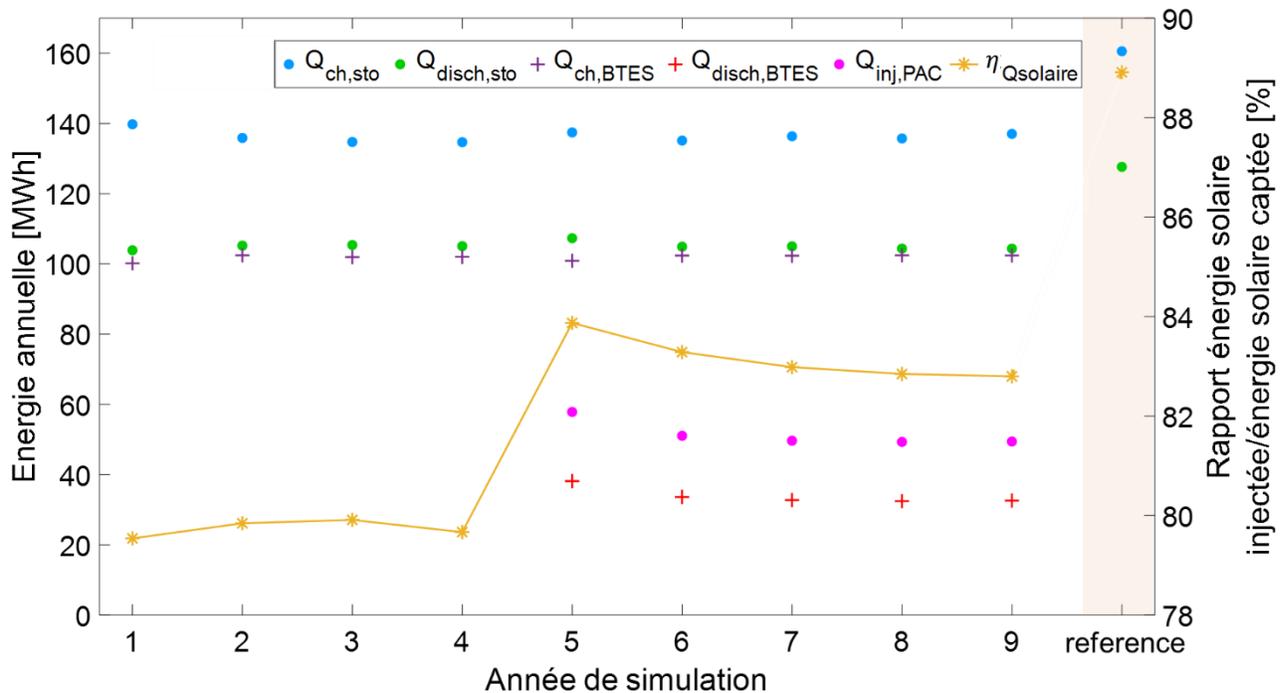


Figure IV-7 - Energie annuelle chargée et déchargée dans le stockage journalier ($\dot{Q}_{ch,sto}$ et $\dot{Q}_{disch,sto}$) et le champ de sondes ($\dot{Q}_{ch,BTES}$ et $\dot{Q}_{disch,BTES}$) et injectée dans le réseau par la PAC ($\dot{Q}_{inj,PAC}$) et rapport de l'énergie solaire totale injectée dans le réseau sur l'énergie solaire captée ($\eta_{Q_{solaire}}$) pour les 9 années de simulation avec le BTES et l'année de référence.

Les quantités d'énergie chargées dans le stockage journalier et déchargées sont quasiment constantes sur les neuf années de simulation (environ 4 % de variation). En revanche elles sont 15 à 20 % plus faibles que dans le cas de référence. Cette diminution est directement liée au volume du stockage journalier 33 % plus faible dans le cas BTES. L'énergie stockée dans le BTES est de 100 MWh la première année et entre 101 et 102 MWh les années suivantes. La première année de décharge du BTES est celle où le plus d'énergie est déchargée avec 38,1 MWh. La raison est sans doute que, dans la mesure où le BTES n'a pas jamais été déchargé, il y a plus d'énergie déstockable que les années suivantes. Cette hypothèse est confirmée par une température de paroi à la fin de la saison de charge plus élevée la cinquième année que les suivantes (29,2 °C l'année 5, 27,9 °C l'année 6 et 27,7 °C l'année 9).

La fraction solaire des quatre premières années est 10 % plus faible que celle du cas de référence égale à 4,66 %. La cause est l'injection de la production solaire dans le ballon tampon plutôt que dans

le réseau lorsque la centrale solaire est en surchauffe. Sur les cinq années suivantes, la décharge de l'énergie solaire du BTES vers le réseau via la PAC ne permet pas d'atteindre la fraction solaire du cas de référence. Les valeurs restent comprises en 4,34 et 4,38 %. Cela est dû au fait que toute l'énergie solaire produite en excès et stockée dans le BTES n'est pas restituée au réseau pendant la saison de décharge, à cause des pertes thermiques dans le BTES alors que dans le cas de référence cette même énergie est directement injectée dans le réseau, sans pertes.

Un autre indicateur de l'utilisation de l'énergie solaire est le rapport entre l'énergie solaire injectée dans le réseau et l'énergie fournie au fluide dans les capteurs. Ce ratio permet de quantifier les pertes d'énergie dans la centrale solaire et le BTES. Dans le cas de référence cette valeur est de 88,9 % et correspond aux pertes dans le stockage journalier. Ce ratio chute autour de 80 % pendant les quatre premières années de simulation, pour les mêmes raisons que la fraction solaire : la chaleur produite en surchauffe n'est pas injectée dans le réseau. Comme attendu, avec le déstockage de la chaleur contenue dans le BTES, la valeur remonte sur les cinq années suivantes (entre 82,8 et 83,8 %) en restant toutefois 5 à 6 % inférieure à celle du cas de référence.

L'impact de l'intégration du stockage intersaisonnier sur les contributions des chaudières et de la centrale solaire à la production de chaleur est illustré sur la Figure IV-8. Les variations du taux de couverture des chaudières par rapport au cas de référence sont précisées, ainsi que l'énergie fournie à la source chaude de la pompe à chaleur. Pour plus de lisibilité, les variations relatives à la centrale solaire ne sont pas écrites car leurs valeurs sont quasiment constantes sur les neuf ans (entre 10,3 et 10,5 % supérieures au cas de référence).

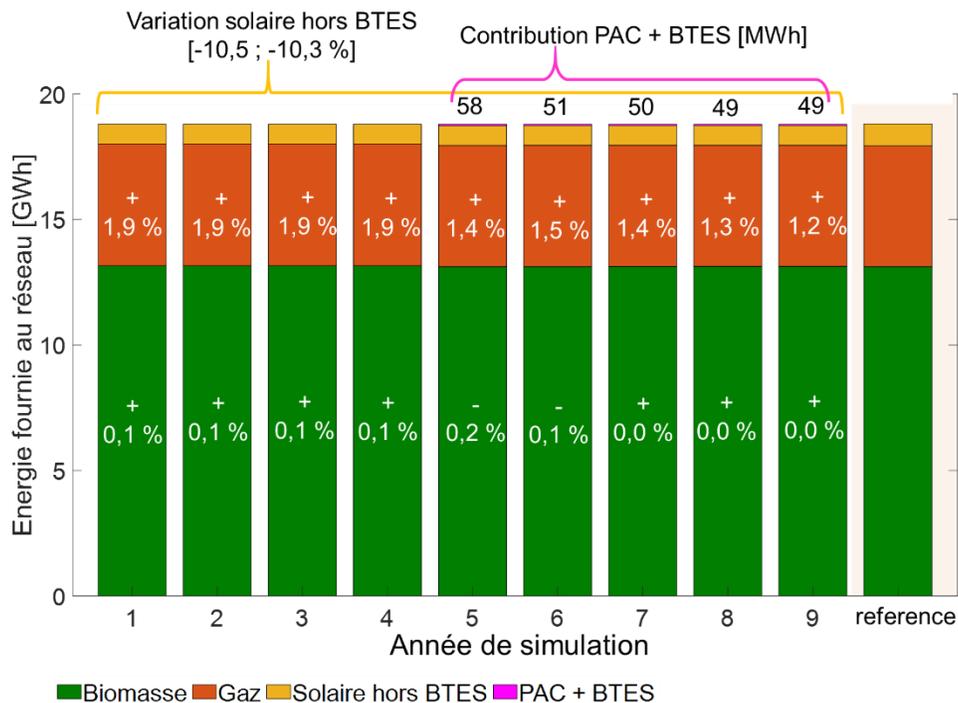


Figure IV-8- Contributions annuelles de chaudières gaz et biomasse, de la centrale solaire et du stockage intersaisonnier à la production de chaleur.

Globalement les chaudières sont très peu impactées par le stockage intersaisonnier. Les variations de production de la chaudière à bois ne sont pas significatives. Quant à la chaudière à gaz, on remarque que l'ajout du stockage intersaisonnier augmente plus sa production pendant les quatre années de

montée en température du BTES que pendant les cinq suivantes. Sur chacune des cinq années où le stockage intersaisonnier injecte de la chaleur dans le réseau, son taux de couverture est très faible (0,3 %).

Pour identifier les causes de l'augmentation de la production de chaleur par les chaudières, une étude est menée à plus petite échelle en comparant le cas de référence avec la neuvième année de simulation du système BTES. Par la suite, la neuvième année sera nommée « cas BTES ». La Figure IV-9 représente la différence de consommation quotidienne de gaz et de biomasse entre ces deux cas.

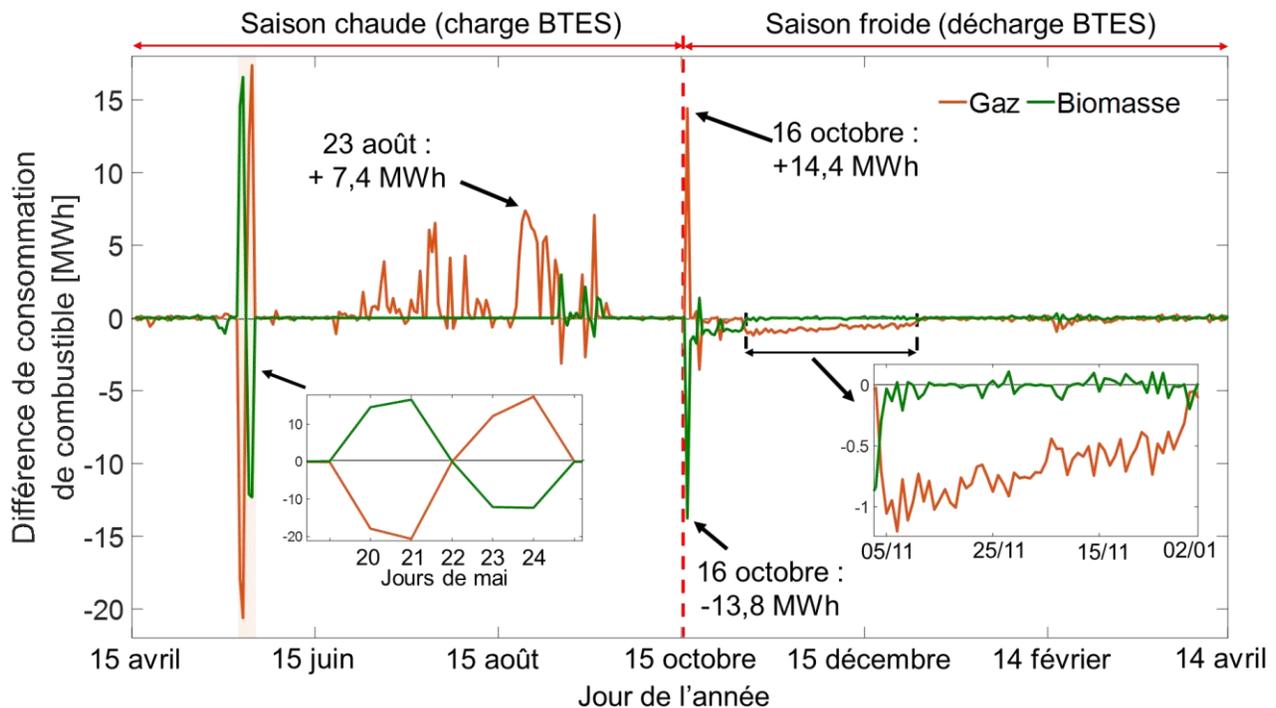


Figure IV-9 - Comparaison de la consommation quotidienne de combustible entre le cas de référence et l'année 9 du cas avec BTES.

Les valeurs élevées entre le 20 et le 24 mai sont dues à la stratégie de commande de la chaudière à bois. A 5h le 20 mai la demande est de 1,114 MW dans le cas BTES et de 1,095 MW dans le cas de référence. Par conséquent, l'horloge mesurant la durée depuis laquelle la demande dépasse 1,1 MW repart à zéro dans le cas de référence contrairement à celle du cas BTES. Il en résulte que la chaudière du cas de référence démarre presque 24 heures après celle du cas BTES. Ainsi, dans le cas BTES, les 20-21 mai la chaudière à bois fonctionne et la chaudière à gaz est éteinte tandis que dans le cas de référence la chaudière à bois est éteinte ou monte en régime et le gaz est allumé pour répondre à la demande. Le 22 mai les deux chaudières biomasse sont allumées et leurs consommations sont égales (cf zoom sur la Figure IV-9). Le 23 mai, dans le cas BTES la chaudière à bois, en fonctionnement depuis 72 heures, est mise en arrêt et le gaz satisfait toute la demande alors que dans le cas de référence la chaudière à bois ne peut être éteinte que le jour suivant car elle n'a pas fonctionné assez longtemps. En conséquence le gaz n'est pas utile et est coupé. Cet enchainement de phénomènes provoque une surconsommation de biomasse 8,8 % et une économie de gaz de 12,7 % dans le cas BTES par rapport au cas de référence. Ainsi, en raison d'une très faible divergence de calcul causant de légères différences de demande en chaleur, un changement important du comportement des chaudières se

produit. L'occurrence de ce phénomène étant limitée à ces cinq jours, ce phénomène ne fera pas l'objet d'une analyse plus précise dans la suite de ces travaux.

Pendant la saison chaude seule, la consommation de la biomasse ne varie pas de façon significative (seulement deux jours avec une différence supérieure à 2 MWh) alors que la surconsommation de gaz dépasse les 2 MWh lors de 23 jours, soit 12,5 % de la période (Figure IV-9). Le jour où la surconsommation est la plus forte est le 23 août (+7,4 MWh). La plus grande différence de consommation de combustible survient le deuxième jour de la saison froide, le 16 octobre. La diminution de la consommation de biomasse de 13,8 MWh observée semble être compensée par une augmentation de la consommation de gaz de 14,4 MWh. Du 5 novembre au 31 décembre, une sous-consommation de gaz quotidienne de 0,3 à 1,2 MWh est observée. Après le 31 décembre, il n'y a pas de variations notables de la consommation de combustible.

L'explication de ces différences de consommations nécessite l'analyse du système à une échelle temporelle plus petite. Pour expliquer les deux principales variations identifiées, le comportement des producteurs de chaleur est analysé sur les journées du 23 août et du 16 octobre.

IV.4.3 Analyse sur une journée de l'impact du stockage intersaisonnier en charge

La Figure IV-10a représente pour les deux cas la température en sortie du champ solaire $T_{out,coll,tot}$, la température retour réseau de la branche nord T_{RRN} et la température du fluide entrant dans la chaufferie $T_{in,chauff}$. La température de sortie du champ solaire maximal autorisée pour le mode direct $T_{out,coll,direct,max}$ et température de consigne T_{cons} sont également tracées. La Figure IV-9b représente pour chacun des cas la puissance de consigne $\dot{Q}_{cons,tot}$ et la production de chaleur de la centrale solaire $\dot{Q}_{solaire}$ et de la chaudière à gaz \dot{Q}_{gaz} sur la journée du 23 août. Dans les deux cas, la chaudière à bois est éteinte à cause d'une demande trop faible. Le mode de fonctionnement de la centrale solaire en fonction du temps est indiqué par des barres de couleur en bas du graphique.

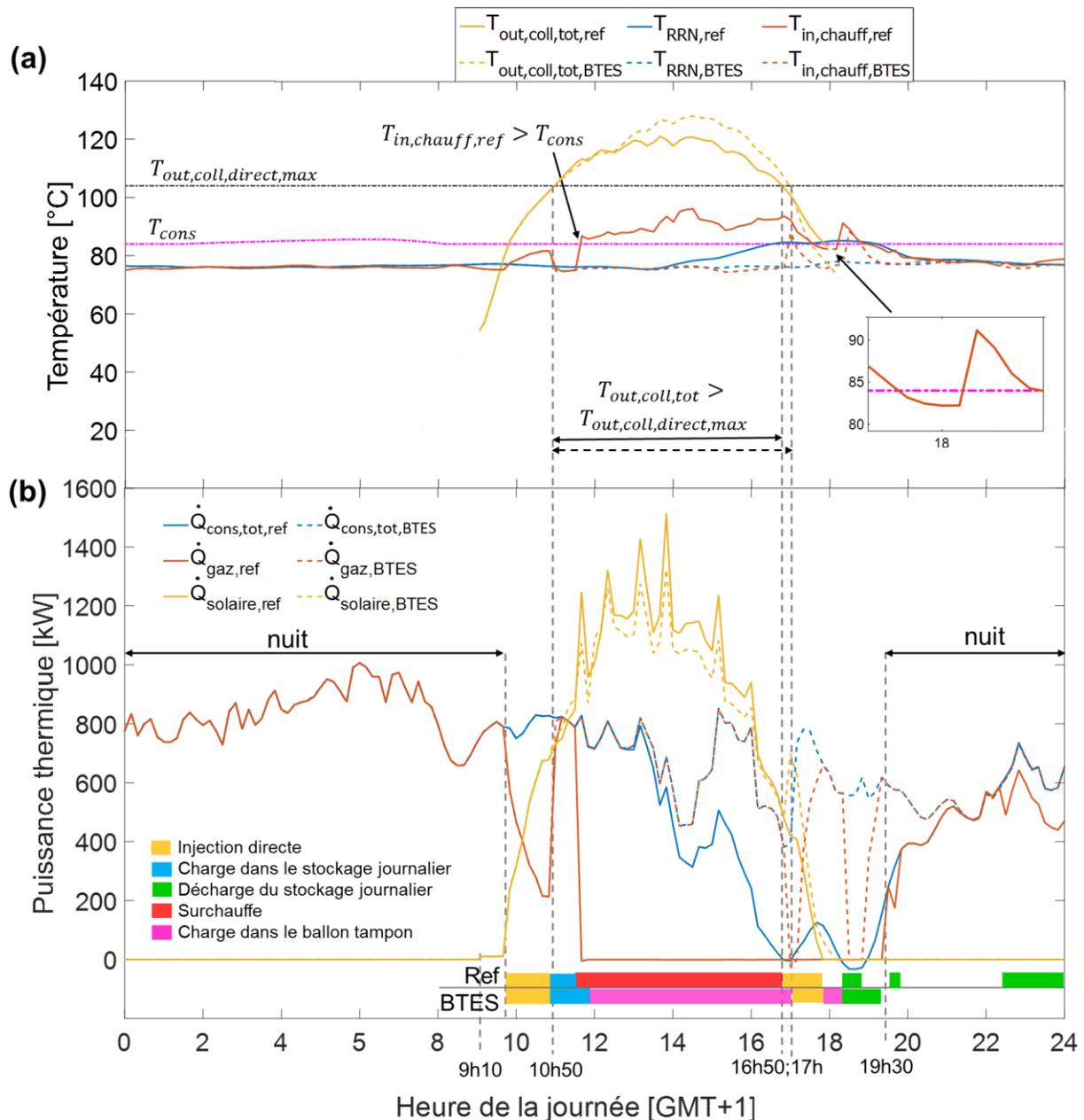


Figure IV-10 - Evolution de grandeurs caractéristiques du réseau pour la journée du 23 août dans le cas de référence et le cas BTES: (a) température de sortie du champ solaire $T_{out,coll,tot}$, température retour réseau nord T_{RRN} et température d'entrée dans la chaufferie $T_{in,chauff}$; (b) puissance de consigne $\dot{Q}_{cons,tot}$, puissance de la boucle solaire $\dot{Q}_{solaire}$ et puissance de la chaudière à gaz \dot{Q}_{gaz} .

La production solaire est globalement la même dans les deux cas, avec des valeurs légèrement plus élevées pour le cas sans BTES entre 10h50 et 16h. Pendant la nuit (0h-9h10 et 19h30-24h), le champ solaire est à l'arrêt et le gaz satisfait toute la demande. Entre 9h10 et 9h50 le champ solaire fonctionne mais ne produit pas assez de chaleur pour l'injecter dans le réseau. Cela ne devient possible qu'à 9h40. La contribution de la centrale solaire à la satisfaction de la demande augmente avec

l'ensoleillement et conduit à une diminution de la contribution du gaz. A 10h50 la température en sortie de champ solaire devient trop élevée pour permettre l'injection directe dans le réseau (Figure IV-10a), la production solaire est donc stockée dans le stockage journalier. La différence de fonctionnement dans les deux cas intervient lorsque ce stockage est plein. Le système de référence est alors en surchauffe et la chaleur solaire est injectée dans le réseau afin de refroidir le champ solaire. Ceci préchauffe le retour réseau qui est alors déjà plus chaud que la consigne lorsqu'il atteint l'entrée de la chaufferie (Figure IV-10a). La chaudière à gaz est donc éteinte. Au contraire dans le cas BTES la production solaire est transférée vers le ballon tampon et non injectée dans le réseau et toute la demande est satisfaite par le gaz (Figure IV-10b). Dans les deux cas, le mode direct redevient possible lorsque la température en sortie de champ solaire passe en dessous de 104 °C et reste activé jusqu'à ce que la production solaire devienne insuffisante pour préchauffer le retour réseau. Dans le cas BTES, la chaleur produite par le solaire en fin de journée est utilisée pour charger le ballon tampon. Enfin lorsqu'il n'y a plus d'ensoleillement suffisant pour faire fonctionner le champ solaire le mode décharge est activé. La décharge est plus courte dans le cas de référence parce que cela provoque une surchauffe du fluide et conduit à une température retour réseau T_{RRN} plus élevée. Par conséquent, le seuil d'arrêt de la décharge est atteint plus rapidement que dans le cas BTES. Cependant le stockage journalier n'est pas vide, c'est pourquoi deux nouvelles décharges sont observées. La première, à 19h30, est très courte et est arrêtée à cause d'une température retour réseau T_{RRN} trop élevée par rapport à la température en haut du ballon. La seconde commence à 22h20 et dure jusqu'à la fin de la journée.

Dans le cas de référence, un peu avant 18h, la chaudière à gaz reste éteinte bien qu'il y ait un besoin en chaleur et pas de production solaire. Cela est dû au fait que la température d'entrée dans la chaufferie est trop proche de la température de consigne (cf. zoom Figure IV-10a), ce qui conduit au bypass de la chaufferie.

L'ajout du BTES évite la surchauffe du réseau en été mais implique qu'en pleine journée toute la demande est satisfaite par le gaz alors que la production solaire est suffisante. Afin d'éviter la surchauffe du réseau sans surconsommation de gaz, il serait bénéfique de partager la puissance solaire entre l'injection directe et le stockage dans le ballon tampon. Ainsi en journée la demande sera entièrement satisfaite par une énergie renouvelable et le surplus serait stocké pour être utilisé en hiver.

IV.4.4 Analyse sur une journée de l'impact du stockage intersaisonnier en décharge

La Figure IV-11a présente pour les deux cas l'évolution de la température du fluide entrant dans la chaufferie. La Figure IV-11b représente pour chacun des cas la puissance de consigne de la chaufferie $\dot{Q}_{cons,chauff}$ et la puissance produite par chacune des chaudières \dot{Q}_{gaz} et \dot{Q}_{biom} et par la pompe à chaleur \dot{Q}_{PAC} du 15 octobre à midi à la fin du 16 octobre. En bas du graphique est tracée l'horloge indiquant depuis combien de temps la condition $\dot{Q}_{cons,chauff} \geq 1,1 MW$ est satisfaite (t_{timer}).

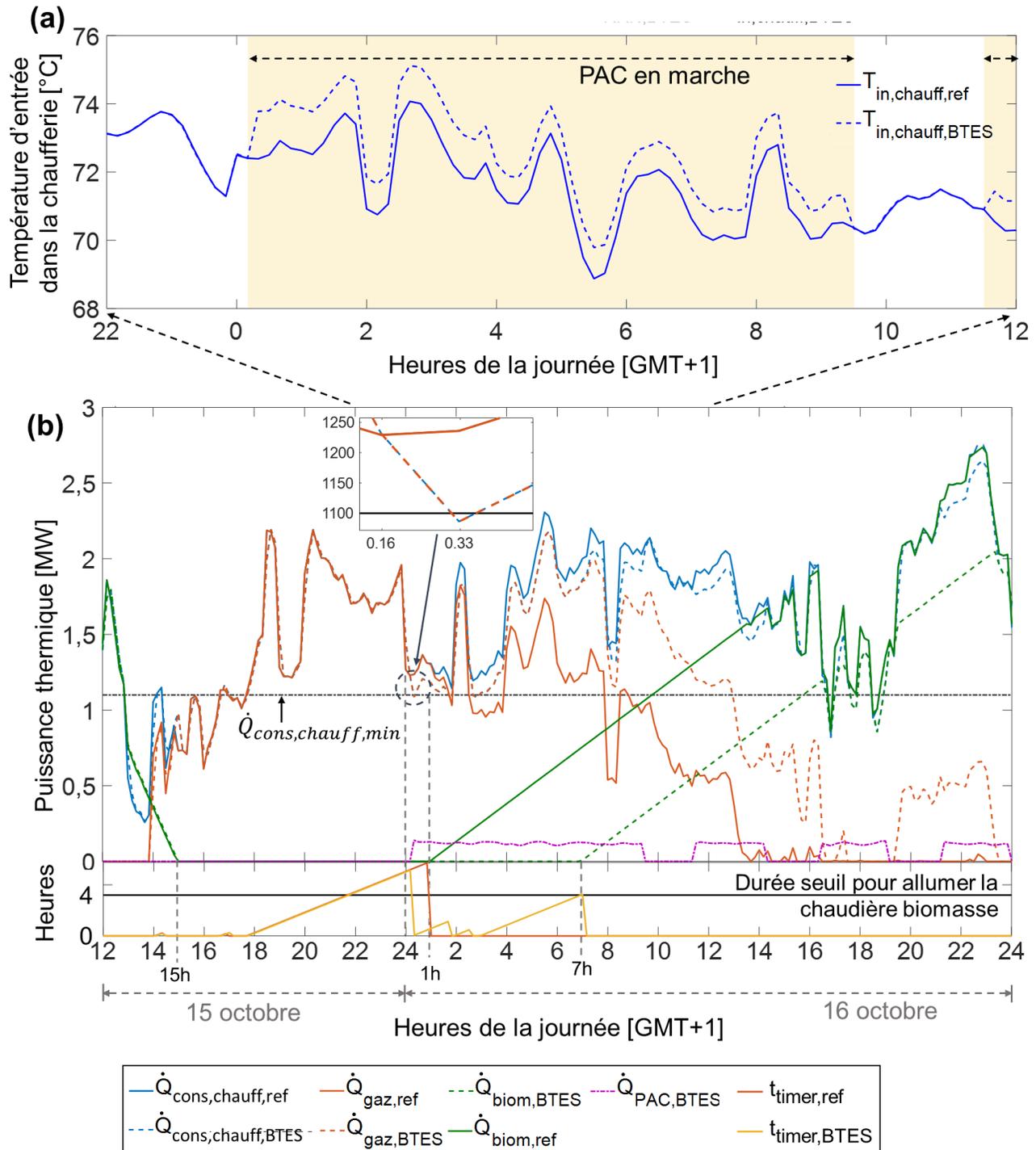


Figure IV-11 - Evolution de grandeurs caractéristiques du réseau pour les journées du 15-16 octobre dans le cas de référence et le cas BTES: (a) température d'entrée dans la chaufferie $T_{in,chauff}$; (b) puissance de consigne de la chaufferie $\dot{Q}_{cons,tot}$, puissance de la chaudière à gaz \dot{Q}_{gaz} , puissance de la chaudière à bois \dot{Q}_{biom} et puissance injectée dans le réseau par la pompe à chaleur \dot{Q}_{PAC} .

Entre 15h et minuit le 15 octobre le fonctionnement du système est le même dans les deux cas. La chaudière à bois a été éteinte du fait d'une demande trop faible et le gaz couvre toute la demande. Les différences de fonctionnement débutent à minuit lorsque la pompe à chaleur est mise en marche.

En effet, lorsque la pompe à chaleur fonctionne, elle préchauffe le fluide en fournissant environ 120 kW. Par conséquent le fluide entrant dans la chaufferie est plus chaud que dans le cas de référence et a besoin de recevoir moins de chaleur pour atteindre la température de consigne (Figure IV-11a). C'est pourquoi les valeurs de $\dot{Q}_{cons,chauff,ref}$ et $\dot{Q}_{cons,chauff,BTES}$ sont différentes lorsque la pompe à chaleur fonctionne. Cette différence est à l'origine de la mise en marche de la chaudière à bois dans le cas BTES avec six heures de retard sur le cas de référence. En effet à minuit le 16 octobre, la chaudière à bois ne peut être allumée dans aucun des cas car elle est éteinte depuis moins de 10 heures (contrainte technique, cf. III.4.1). De plus, dans le cas du BTES, les conditions pour décharger le BTES sont satisfaites, la pompe à chaleur est donc mise en marche. Son fonctionnement entraîne la chute momentanée de $\dot{Q}_{cons,chauff,BTES}$ en dessous de 1,1 MW, mise en évidence sur le zoom de la courbe (Figure IV-11b). De ce fait l'horloge est remise à zéro et la chaudière à bois ne peut être allumée avant au moins quatre heures. Pendant ce temps la chaudière à gaz fonctionne en complément de la PAC pour répondre à la demande.

Au contraire dans le cas de référence, puisque $\dot{Q}_{cons,chauff,ref}$ reste supérieure à 1,1 MW pendant plus de quatre heures, la chaudière à bois est rallumée à 0h50 lorsque son temps minimal d'arrêt est atteint. Sa montée en régime progressive conduit à une diminution de la contribution du gaz. Ainsi sur l'ensemble de la journée du 16 octobre, la décharge du BTES conduit à un plus grand recours au gaz à une baisse de l'utilisation de la biomasse.

L'étude de cette période met en évidence le fait que l'absence de couplage du contrôle de la décharge du BTES et de la chaudière à bois entraîne une surconsommation d'une énergie fossile. Par conséquent l'intégration du stockage intersaisonnier doit se faire avec la mise en place d'un contrôle commande général prenant en compte le comportement dynamique de la chaudière à bois.

IV.5 Analyse exergetique et exergoéconomique du stockage intersaisonnier

Afin de compléter l'analyse énergétique et de comprendre la formation des coûts, une analyse exergoéconomique du stockage intersaisonnier est menée en considérant la neuvième année de simulation dont les résultats sont présentés dans le Tableau IV-6. Pour chaque valeur moyenne calculée, l'écart-type associé est renseigné avec l'indice « sd ».

Un rendement exergetique moyen de 73,2 % en charge et 51,0 % en décharge est obtenu. Toutefois, l'exergie est majoritairement détruite pendant la charge du BTES. La cause est une différence de température entre le fluide circulant dans les sondes et la paroi bien plus importante pendant la charge que pendant la décharge (cf. Figure IV-5 et Figure IV-6). L'écart type est d'environ 10 à 15 % de la valeur moyenne. Cette dispersion des valeurs relativement importante informe que le rendement exergetique varie notablement au cours de la charge et de la décharge. Pour visualiser le comportement dynamique du stockage intersaisonnier et comprendre ces variations, une étude à plus petite échelle temporelle est nécessaire.

Tableau IV-6 - Valeurs des grandeurs exergetiques et exergoéconomiques du stockage intersaisonnier pendant les périodes de charge et de décharge de la neuvième année de simulation.

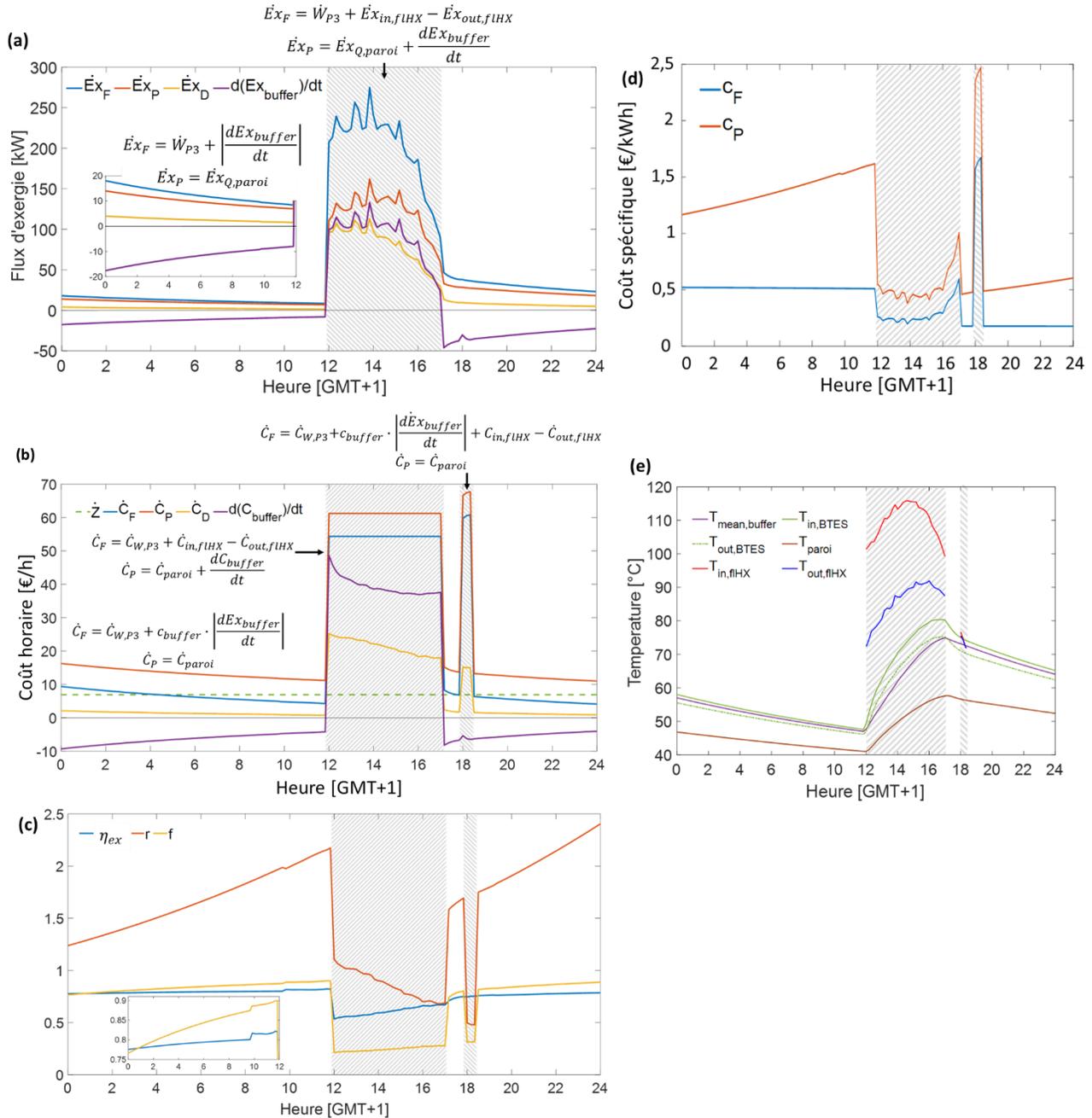
	Saison chaude (charge BTES)	Saison froide (décharge BTES)
\dot{Z} [€/h]	$4,086 + 2,805 \cdot \delta_{BTES}$	5,723
t_{op} [h]	1408	406
Ex_D [MWh]	70,3	49,2
$\eta_{ex,mean}$ [%]	73,2	51,0
$\eta_{ex,sd}$ [%]	9,79	6,07
$\dot{C}_{D,mean}$ [€/h]	2,69	4,42
$\dot{C}_{D,sd}$ [€/h]	6,99	0,92
$c_{P,mean}$ [€/kWh]	3,45	0,702
$c_{P,sd}$ [€/kWh]	2,57	0,258
r_{mean}	4,64	2,30
r_{sd}	3,96	0,96
f_{mean}	0,833	0,569
f_{sd}	0,203	0,041

Pour les grandeurs économiques, certains écarts sont très importants, notamment pendant la saison chaude seule. En effet l'écart type du coût horaire de la destruction d'exergie est de 7,0 €/h, soit 2,6 fois plus que la valeur moyenne. Ceci révèle une grande dispersion des valeurs qu'on ne retrouve par pendant la saison de décharge où l'écart type de ce coût est égal qu'à 20,8 % de la valeur moyenne. La dispersion des valeurs plus importante pendant la charge que pendant la décharge est également observée pour le coût spécifique du Produit, la différence de coût relative r et le facteur exergoéconomique f . Par ailleurs, ces grandeurs ont des valeurs moyennes plus élevées en charge qu'en décharge. En effet la moyenne de la différence de coût relative est doublée et celle du coût spécifique du Produit est quintuplée. Quant au facteur exergoéconomique, sa valeur moyenne en charge proche de 1 révèle le poids de l'investissement dans les surcoûts quatre fois plus important que celui du coût de la destruction d'exergie. Ceci permet d'identifier clairement l'investissement comme le contributeur principal à la formation du coût du Produit stocké dans le BTES. Par conséquent les valeurs élevées du coût de la chaleur stockée, avec une moyenne de 3,45 €/kWh, s'expliquent par un investissement important par rapport à la quantité d'énergie stockée. En décharge, dans la mesure où le coût d'investissement du système de prend pas en compte l'investissement du champ de sondes (voir Eq(II-153)), le facteur exergoéconomique est plus proche de 0,5.

Ces résultats mettent en évidence la différence de comportement du stockage intersaisonnier entre les deux saisons et soulignent l'importance de dissocier ces deux périodes pour analyser l'installation. Afin de comprendre la raison de la grande dispersion des valeurs exergetiques et exergoéconomiques en charge et de mieux saisir la dynamique des performances du stockage intersaisonnier, l'évolution de ces indicateurs est étudiée sur les deux journées typiques considérées précédemment.

IV.5.1 Analyse sur un jour typique de charge du BTES

La Figure IV-12a-d présente l'évolution des grandeurs exergetiques et exergoéconomiques du stockage intersaisonnier pendant le 23 août, lorsque le BTES est en charge. Comme détaillé en II.13.1, la définition du Fuel et du Produit dépend du mode de fonctionnement du ballon tampon. C'est pourquoi les grandeurs présentées prennent des valeurs si différentes au cours de la journée. Sur les Figure IV-12b-d, deux modes de fonctionnement peuvent clairement être identifiés : le premier de minuit à midi, de 17h à 18h et de 18h20 à minuit, le seconde le reste du temps.



De minuit à environ midi, la chaleur stockée dans le ballon tampon la veille est injectée dans le BTES. Comme il n'y a pas de chaleur provenant du solaire, l'exergie Fuel diminue à mesure que la baisse de température dans le ballon tampon ralentit (Figure IV-12a). Au niveau des sondes, la réduction de la différence de température entre la paroi et le fluide (Figure IV-12e) entraîne une diminution de la destruction d'exergie et donc une légère augmentation du rendement exergetique du stockage intersaisonnier (+ 5 % en 12 heures) sur cette période (Figure IV-12d).

Concernant les coûts, le coût spécifique de la chaleur contenue dans le ballon tampon c_{buffer} est constant et égal à la valeur calculée à la fin de la charge du ballon tampon (voir Eq(II-99)). Le coût $\dot{C}_{W,P3}$ est aussi constant car la pompe P3 fonctionne à puissance constante. Par conséquent le coût horaire du Fuel \dot{C}_F diminue avec la valeur absolue de la variation d'exergie dans le ballon tampon $\left| \frac{dEx_{buffer}}{dt} \right|$ (Figure IV-12b). Le coût horaire du Produit \dot{C}_P a le même comportement. Le coût moyen du Fuel reste quasiment constant, car \dot{C}_F et \dot{Ex}_F dépendent tous deux de $\left| \frac{dEx_{buffer}}{dt} \right|$. En revanche le coût spécifique du Produit augmente de 38 % en 12 heures, ce qui met en évidence que le coût du stockage de la chaleur dans le BTES augmente fortement au fil du temps en raison de la diminution de \dot{Ex}_P en parallèle de coûts de fonctionnements constants. Il en résulte une augmentation de la différence de coût relative de 76 % sur 12 heures. Enfin, on observe que le coût horaire de la destruction d'exergie environ 80 % inférieur à celui de l'investissement conduit à un facteur exergoéconomique élevé, entre 0,77 et 0,90.

De midi à 17h, la production solaire est stockée dans le ballon tampon tandis que le BTES est toujours en charge. Les valeurs d'exergie Fuel sont près de trente fois supérieures aux précédentes à cause des niveaux de températures mis en jeu : à cet instant le Fuel est la chaleur venant du solaire et excède les 90 °C alors qu'avant le Fuel correspondait la chaleur du ballon tampon comprise entre 55 et 75 °C (Figure IV-5a et e). L'exergie Produit augmente aussi car il y a désormais deux Produits : la chaleur stockée dans le ballon tampon et la chaleur transmise à la paroi des sondes. Le rendement exergetique est plus faible que précédemment mais tend à augmenter au cours de la charge du ballon tampon (+ 25 % entre 12h et 17h). Le fait que la destruction d'exergie soit bien plus importante que sur la période minuit-midi multiplie son coût horaire par plus de 30, bien que le coût spécifique du Fuel ait diminué. En conséquence, le facteur exergoéconomique chute de 0,90 à entre 0,21 et 0,28. La destruction d'exergie devient alors la source de surcoûts majoritaire.

A partir de 16h l'exergie Fuel diminue car l'augmentation de la température du ballon tampon provoque la diminution de la différence de température du fluide entre l'entrée et la sortie de l'échangeur (Figure IV-12e). Dans cette période, le coût horaire du Fuel est la somme de valeurs constantes car la consommation d'électricité des pompes P3, P1 et P2 est constante (Figure IV-1 et Figure IV-2). Ainsi \dot{C}_F est constant et a une valeur élevée à cause de l'important coût d'investissement de la centrale solaire (52,97 €/h). \dot{C}_P étant la somme de \dot{C}_F et du coût d'investissement horaire du système, sa valeur est aussi constante. Par conséquent les coûts spécifiques du Fuel et du Produit sont inversement proportionnels à leur exergie associé \dot{Ex}_F et \dot{Ex}_P . Ils prennent des valeurs élevées lorsque les exergies Fuel et Produit sont faibles et les coût horaires élevés comme c'est le cas à partir de 16h (Figure IV-12c). Cette observation met en évidence le fait que charger le ballon tampon lorsque la différence de température entre le ballon tampon et le champ solaire est faible conduit à des coûts spécifiques élevés. D'un point de vue exergoéconomique, il serait préférable d'arrêter la charge du ballon tampon autour de 16h, lorsque l'exergie Fuel devient inférieure à 135 kW. Le même phénomène se produit à 18h lorsque le ballon tampon, dont la température moyenne est de 73 °C, est

chargé par du fluide à 75 °C. Dans ce cas, l'approche exergoéconomique indique que stocker de la chaleur lorsque la production solaire est faible n'est pas intéressant.

IV.5.2 Analyse sur un jour typique de décharge du BTES

La Figure IV-13 présente l'évolution des grandeurs exergetiques et exergoéconomiques du stockage intersaisonnier pendant le 16 août, lorsque le BTES est en décharge. Les données ne sont tracées que lorsque les grandeurs sont définies. Ainsi quatre périodes de décharge sont observées sur les graphiques, correspondant au fonctionnement de la pompe à chaleur suivant sa loi de commande (Tableau IV-1).

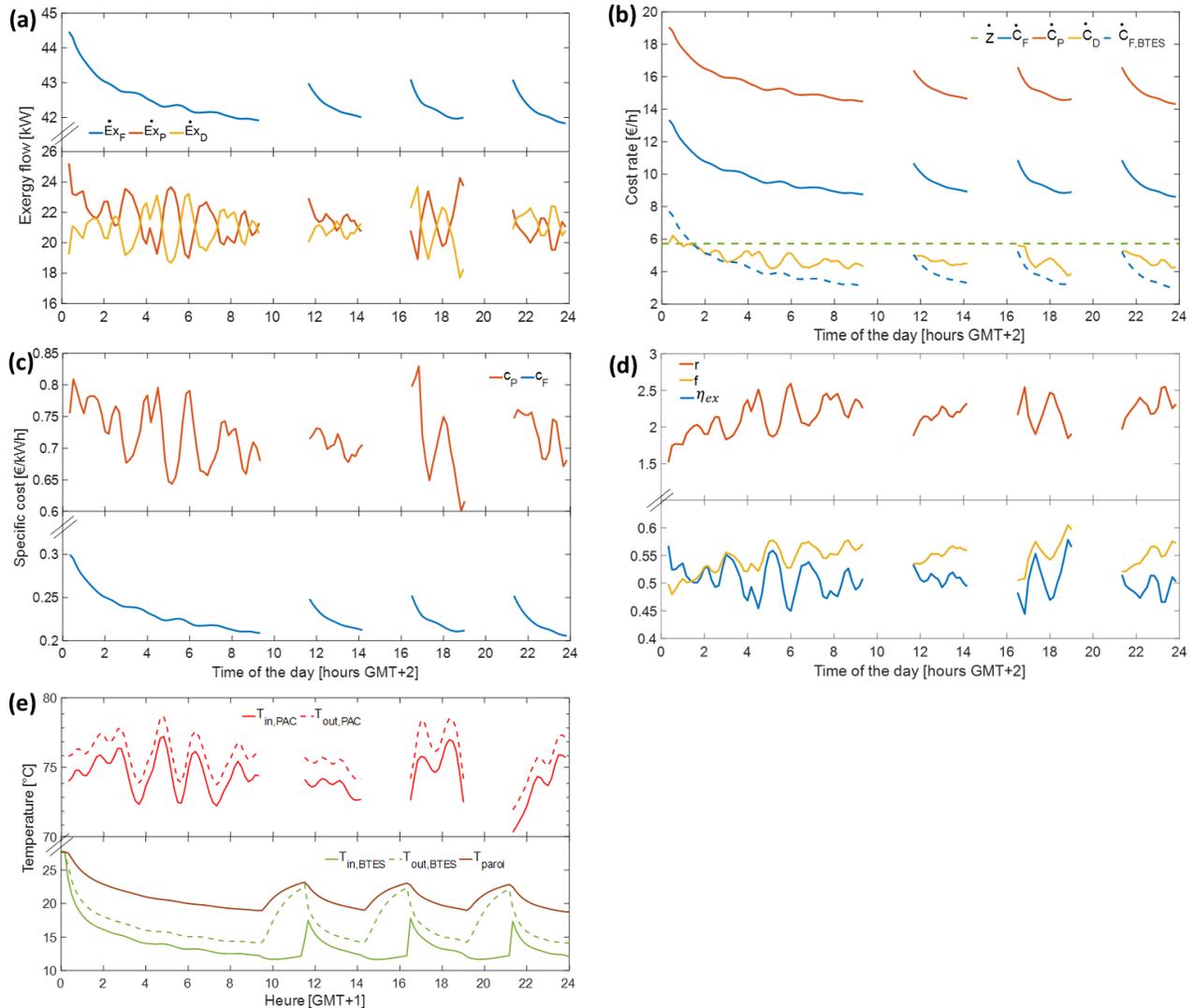


Figure IV-13 – Evolutions des grandeurs exergetiques et exergoéconomiques et des températures du stockage intersaisonnier en décharge sur la journée du 23 août de l'année 9

Les fluctuations de l'exergie Produit entre 20 et 25 kW sont causées par les fluctuations du débit et de la température d'entrée du côté source chaude de la PAC (Figure IV-13a). Au cours de la décharge la température de paroi des sondes diminue et se rapproche progressivement de la température de

référence (Figure IV-5b). Par conséquent, l'exergie transmise au fluide par la paroi $\dot{E}x_{Q,paroi}$ diminue et, puisque les contributions de P4 et de la PAC sont constantes, l'exergie Fuel diminue aussi.

Etant donné que le coût spécifique de l'exergie transmise au fluide par la paroi des sondes c_{BTES} est constant pendant la décharge (voir Eq(II-124)), tout comme le coût horaire de la pompe P4, les courbes des coûts horaires du Fuel et du Produit (Figure IV-13b) ont la même allure que celle de l'exergie Fuel. Le coût horaire de la chaleur fourni par le BTES, $\dot{C}_{F,BTES}$, compte pour 35 % dans le coût horaire du Fuel, le reste étant les coûts d'électricité pour la pompe à chaleur et la pompe P4.

Les coûts horaires de l'investissement et de la destruction d'exergie étant relativement proches, le facteur exergoéconomique est autour de 0,5 (Figure IV-13d). Comme le montrent les valeurs de la différence de coût relative, le coût spécifique du Produit est entre 1,5 et 2,5 fois supérieur au coût spécifique du Fuel (Figure IV-13c-d). Les variations sont liées aux fluctuations de l'exergie Produit détaillées précédemment.

IV.6 Conclusion

Dans ce chapitre le modèle de stockage intersaisonnier développé au chapitre II a été intégré au réseau de chaleur étudié dans le chapitre précédent. Une étude paramétrique a été menée sur le volume du stockage court terme et sa répartition entre le stockage journalier et le ballon tampon puis sur la taille du champ de sondes pour que leur dimensionnement soit cohérent avec les performances du champ solaire. En comparant l'évolution des températures mises en jeu sur dix ans de simulation, la configuration avec un volume de stockage court terme de 200 m³ répartis à part égales entre le stockage journalier et le ballon tampon et un champ de sondes de 42 sondes de 21 mètres de profondeur a été identifiée comme la plus appropriée dans le cas du réseau de chaleur étudié.

Lors de la simulation du système complet sur 10 ans, le BTES a permis de stocker environ 100 MWh par an avec un rendement entre 32 et 33 % suivant les années. Un rendement maximal de 38 % est atteint pour la première année de fonctionnement en décharge. Sur les cinq années de décharge du champ de sondes à travers la pompe à chaleur, le stockage intersaisonnier permet de couvrir 0,3 % de la demande en chaleur annuelle. En comparant les performances annuelles du réseau avec et sans stockage intersaisonnier, il est apparu que l'ajout du BTES entraîne une diminution de l'énergie solaire injectée dans le réseau d'environ 10 % ainsi qu'une augmentation du gaz. Ces résultats mettent en lumière que des calculs d'énergie globaux à l'échelle annuelle ne sont pas suffisants pour évaluer la possibilité d'intégrer un stockage intersaisonnier dans un système si complexe.

La comparaison du comportement des différents producteurs de chaleur sur deux jours typiques de fonctionnement du stockage intersaisonnier, un en charge et un en décharge, a permis de montrer l'importance d'adapter le contrôle commande du système global lors de l'ajout du BTES. Cela est particulièrement vrai lorsque le fonctionnement de la chaudière à bois est concerné, à cause de ses contraintes opérationnelles.

Afin de compléter l'étude énergétique et de comprendre d'identifier les sources de dégradation de l'énergie et la formation des coûts, une analyse exergoéconomique dynamique a été menée sur le système complet en portant une attention particulière au stockage intersaisonnier. Les résultats annuels révèlent que la majorité de l'exergie détruite dans le stockage intersaisonnier l'est pendant sa charge, bien que son rendement exergétique moyen y soit plus élevé qu'en décharge (73,2 % contre 51,0 %). Pour les grandeurs économiques, de grands écarts type sont observés pour la saison de charge, atteignant 260 % de la valeur moyenne pour le coût spécifique du Produit. Ces valeurs

révèlent une distribution très étendue, conséquence d'un comportement des grandeurs fortement dépendant de la dynamique du système. L'analyse à l'échelle des deux journées typiques précédemment étudiées révèle plusieurs fonctionnements inefficaces. Par exemple, charger le ballon tampon lorsque sa température est proche de celle du fluide en sortie de champ solaire peut augmenter significativement le coût du Produit puisque l'exergie transférée diminue alors que les coûts de fonctionnement restent constants. Par ailleurs, lorsque le ballon tampon se décharge dans le BTES sans recevoir de production solaire, le coût de la chaleur stockée dans le BTES augmente à mesure que la paroi des sondes se réchauffe. Une augmentation de 38 % sur 12 heures a été observée. Le fonctionnement en décharge paraît bien plus efficace qu'en charge, aucun phénomène prépondérant n'a été identifié comme source principale de destruction d'exergie.

Les résultats obtenus dans ce chapitre mettent en évidence l'intérêt de l'étude de systèmes complexes en dynamique pour étudier la faisabilité et l'impact de l'intégration d'un nouveau composant impactant ceux déjà en place. De plus, l'apport de l'analyse exergoéconomique dynamique pour évaluer les performances d'un réseau de chaleur solaire avec stockage intersaisonnier a été montré. Elle permet notamment d'identifier des modes de fonctionnement qui semblent intéressants d'un point de vue énergétique mais qui sont sources de surcoûts.

Conclusion générale

Cette thèse portait sur l'intégration d'un stockage intersaisonnier dans un réseau de chaleur existant et sur la quantification de l'impact sur les performances énergétiques et économiques.

L'étude bibliographique réalisée dans le chapitre I a mis en avant les enjeux liés à l'intégration du solaire thermique qui potentiellement peut conduire à une diminution du taux de couverture de la chaudière bois conduisant à une augmentation de l'utilisation de la chaudière à gaz et donc à une augmentation des émissions de CO₂. Pour y remédier, le stockage thermique long terme a été identifié comme une solution prometteuse. Parmi les technologies de stockage intersaisonnier, le BTES est la solution mature la plus compétitive en termes de coût. Le potentiel de l'approche exergetique et exergoéconomique pour améliorer les systèmes énergétiques a été identifié bien que son utilisation pour des réseaux de chaleur reste encore peu étudiée à ce jour. De plus, cette étude bibliographique a mis en avant l'importance de la prise en compte du comportement dynamique des systèmes de production de chaleur pour permettre une analyse au plus proche de la réalité de leurs interactions. De même, peu de référence sont disponibles dans la littérature à ce sujet.

Chaque composant du système de production d'un réseau de chaleur avec stockage intersaisonnier (chaudière, pompe, vannes, ballon de stockage, échangeur de chaleur, champ de sondes, pompe à chaleur) a été modélisé à partir des modèles énergétiques des bibliothèques *Modelica Standard Library* et *Buildings*. Les principaux développements ont porté sur :

- L'intégration des contraintes opérationnelles et des rendements à charge partielle pour la chaudière à bois ;
- La modélisation des bilans exergetiques pour chaque composant. En particulier, une approche originale pour traiter les cas des différents systèmes de stockage (stockage journalier, ballon tampon, champ de sondes) a été proposée.
- L'écriture du modèle exergoéconomique pour les composants avec une attention particulière pour les systèmes de stockage. En effet, pour ces systèmes, il est nécessaire que les contributions Fuel et Produit soient définies en fonction de l'étape de charge ou de décharge dans laquelle se trouve le stockage. Par conséquent, il en est de même pour la définition des coûts qui a conduit à une réflexion particulière sur la définition du coût du Fuel lors des étapes de déstockage. Ainsi il a été conclu que ce coût devait être pris égal au coût spécifique de la chaleur stockée lors de l'étape de charge. De plus, il a été montré que l'investissement ne devait pas être pris en compte dans le bilan économique de cette étape car déjà inclus dans le coût de la chaleur stockée.

A partir des différents composants, le réseau de Chateaubriant a été modélisé et validé à partir des données issues des mesures réalisées sur site. En bilan annuel une différence inférieure à 1 % est obtenue pour l'énergie solaire captée. A l'échelle de la journée, les quelques écarts de production solaire ont été identifiés comme étant dus à des incohérences entre les données d'ensoleillement utilisées comme données d'entrées du modèle et l'ensoleillement effectif sur site.

La simulation du réseau de chaleur avec et sans champ solaire a montré que l'ajout de ce dernier conduit à une diminution de 4,7 % du temps de fonctionnement de la chaudière à bois et de 6,4 % de son taux de couverture. En conséquent le temps de fonctionnement du gaz et sa puissance moyenne augmentent de 25 % et 8 % respectivement lors de la saison froide. En revanche en été, lorsque la chaudière à bois ne fonctionne pas, le solaire vient en remplacement total du gaz et diminue ainsi sa

consommation (-321 MWh). Cependant lors des journées avec un fort ensoleillement, la puissance produite par le champ solaire est supérieure à la demande conduisant à une surchauffe du réseau.

D'un point de vue exergetique, l'ajout du solaire diminue le rendement exergetique du système de 3,9 % et augmente la destruction d'exergie de 4,5 %. Les causes sont la plus faible utilisation de la chaudière à bois qui a le meilleur rendement exergetique parmi les trois producteurs de chaleur, et l'utilisation du champ solaire qui a un rendement exergetique plus faible que celui de la biomasse et celui du gaz. D'un point de vue exergoeconomique, l'integration du solaire dans le mix energetique du réseau est bénéfique uniquement lorsque la centrale solaire fonctionne en remplacement d'une chaudière. En revanche lorsque l'utilisation du solaire conduit à une substitution du bois par du gaz ou bien à une baisse du taux de charge de la chaudière à bois, le coût du Produit s'en retrouve augmenté. L'integration du solaire n'est alors pas bénéfique au réseau d'un point de vue exergoeconomique. Sur une année de fonctionnement complète, une augmentation du coût moyen de la chaleur livrée de 6,2 % a été obtenue avec l'ajout du champ solaire en complément des chaudières gaz et biomasse.

Pour améliorer les performances du réseau, un stockage intersaisonnier a été ajouté au modèle de réseau de chaleur solaire développé. Une étude paramétrique a été menée sur la répartition de volume entre le stockage journalier et le ballon tampon puis sur la taille du champ de sondes. En comparant l'évolution des températures mises en jeu sur une période de dix ans, une répartition d'un volume de 200 m³ à part égale entre le stockage journalier et le ballon tampon associée à un champ de 42 sondes de 21 mètres de profondeur a été identifiée comme la plus appropriée dans le cas du réseau de chaleur étudié.

Lors de la simulation du système complet sur 10 ans, le BTES a permis de stocker environ 100 MWh par an avec un rendement entre 32 et 33 % suivant les années. Un rendement maximal de 38 % est atteint pour la première année de fonctionnement en décharge. En comparant les performances annuelles du réseau avec et sans stockage intersaisonnier, il est apparu que l'ajout du BTES entraîne une diminution de l'énergie solaire injectée dans le réseau d'environ 10 %. Ces résultats mettent en lumière que des calculs d'énergie globaux à l'échelle annuelle ne sont pas suffisants pour évaluer la possibilité d'intégrer un stockage intersaisonnier dans un système si complexe. L'importance d'adapter le contrôle commande du système global lors de l'ajout du BTES a été montrée lors de l'analyse du système sur deux jours typiques de fonctionnement du stockage intersaisonnier, un en charge et un en décharge.

Afin de compléter l'étude énergétique et d'identifier les sources de dégradation de l'énergie et la formation des coûts, une analyse exergoeconomique dynamique a été menée sur le système complet en portant une attention particulière au stockage intersaisonnier. Les résultats annuels révèlent que l'exergie est majoritairement détruite lors de la charge du stockage intersaisonnier (73,2 % contre 51,0 % en décharge). L'analyse à l'échelle d'une journée a permis d'identifier plusieurs fonctionnements inefficaces. Par exemple, charger le ballon tampon lorsque sa température est proche de celle du fluide en sortie de champ solaire peut augmenter significativement le coût du Produit puisque l'exergie transférée diminue alors que les coûts de fonctionnement restent constants. Par ailleurs, lorsque le ballon tampon se décharge dans le BTES sans recevoir de production solaire, le coût de la chaleur stockée dans le BTES augmente à mesure que la paroi des sondes se réchauffe.

Les résultats obtenus dans ce chapitre mettent en évidence l'intérêt de l'étude de systèmes complexes en dynamique pour étudier la faisabilité et l'impact de l'integration d'un nouveau composant impactant ceux déjà en place. De plus, l'apport de l'analyse exergoeconomique dynamique pour

évaluer les performances d'un réseau de chaleur solaire avec stockage intersaisonnier a été montré. Elle permet notamment d'identifier des modes de fonctionnement qui semblent intéressants d'un point de vue énergétique mais qui sont sources de surcoûts.

Ces travaux ont confirmé la nécessité de disposer modèles dynamiques pour quantifier de façon adéquat l'intégration de systèmes solaires, y compris les stockages associés dans les réseaux de chaleur. Par ailleurs l'approche exergoéconomique peut fournir des informations pertinentes pour atteindre un pilotage efficace du réseau.

Pour approfondir l'analyse exergoéconomique et compte tenu du caractère particulier de la ressource solaire qui est à coût nul, il serait intéressant de réaliser une comparaison des grandeurs exergoéconomiques obtenues suivant l'approche considérée pour le calcul du coût de la destruction d'exergie. En effet, pour une conversion d'énergie dont la ressource est gratuite, il pourrait être plus pertinent de considérer la destruction d'exergie comme une perte de Produit plutôt que comme une surconsommation de Fuel. Par ailleurs, le modèle de champ de sondes utilisé fait l'hypothèses de la connexion en parallèle de toutes les sondes. La modélisation des sondes en série permettrait d'améliorer le réalisme du modèle en reproduisant la perte de chaleur du fluide au fur et à mesure de sa circulation dans le champ.

En termes de performances, il serait intéressant d'étudier la possibilité d'augmenter la taille du champ solaire pour augmenter la quantité de chaleur solaire à stocker dans le champ de sondes. De plus, d'autres réseaux de chaleur intégrant un champ solaire pourraient être investigués pour évaluer la possibilité de l'ajout d'un stockage journalier.

Annexes

Annexe 1

Calcul du taux de charge y_{TDC} de la chaudière

Le rendement de la chaudière est :

$$\eta_{boiler} = k_1 + k_2 \cdot y_{TDC} \quad (1)$$

L'expression du taux de charge d'une chaudière est :

$$y_{TDC} = \frac{\dot{Q}_{comb}}{\dot{Q}_{comb,nom}} = \frac{\dot{Q}_{boiler} \cdot \eta_{boiler,nom}}{\dot{Q}_{boiler,nom} \cdot \eta_{boiler}} \quad (2)$$

En remplaçant le rendement par son expression dans l'Eq(2) il vient :

$$y_{TDC} = \frac{\dot{Q}_{boiler} \cdot \eta_{boiler,nom}}{\dot{Q}_{boiler,nom} \cdot (k_1 + k_2 \cdot y_{TDC})} \quad (3)$$

D'où :

$$k_2 \cdot y_{TDC}^2 + k_1 \cdot y_{TDC} - \frac{\dot{Q}_{boiler} \cdot \eta_{boiler,nom}}{\dot{Q}_{boiler,nom}} = 0 \quad (4)$$

L'Eq(4) est une équation du second degré dont le discriminant est :

$$\Delta = k_1^2 + 4 \cdot k_2 \cdot \frac{\dot{Q}_{boiler} \cdot \eta_{boiler,nom}}{\dot{Q}_{boiler,nom}} > 0 \quad (5)$$

Le discriminant est positif car tous ses termes le sont. L'Eq(4) comporte deux solutions :

$$y_{TDC} = \frac{-k_1 \pm \sqrt{k_1^2 + 4 \cdot k_2 \cdot \frac{\dot{Q}_{boiler} \cdot \eta_{boiler,nom}}{\dot{Q}_{boiler,nom}}}}{2 \cdot k_2} \quad (7)$$

y_{TDC} prend uniquement des valeurs positives. Une seule des deux solutions convient donc. En remplaçant \dot{Q}_{boiler} par son expression en fonction du débit et de la différence de température on obtient :

$$y_{TDC} = \frac{-k_1 + \sqrt{k_1^2 + 4 \cdot k_2 \cdot \frac{\dot{m}_{boiler} \cdot c_p \cdot (T_{set} - T_{in,boiler}) \cdot \eta_{boiler,nom}}{\dot{Q}_{boiler,nom}}}}{2 \cdot k_2} \quad (7)$$

Annexe 2

Caractéristiques techniques des capteurs solaires

Fabriquant	KBB
Modèle	K5 Giga +
Date de fabrication	2017
Surface hors tout (m ²)	12.42
Surface entrée (m ²)	11.7
Surface absorbeur (m ²)	11.5
Dimensions H x L x e (mm x mm x mm)	2160 x 5750 x 111
Température de stagnation (°C)	240
Poids du capteur à vide (kg)	195
Contenance en fluide du capteur (L)	10.5
Pression service max (bar)	10
Type d'absorbeur (serpentin, caloduc, ...)	Serpentin cuivre Feuille absorbeur aluminium
Couverture	1 verre solaire sécurité avec traitement antireflet Feuille anti-convection
Isolation	Laine minérale 70 mm
Raccordement hydraulique	2 entrées / 2 sorties
Durée de la garantie (bonne tenue)	10 ans

Annexe 3

Explication de l'écart entre les exergies Produit du système global $\dot{E}x_{P,DH}$ et $\dot{E}x_{P,SDH}$ mentionné en III.8.2.1

La température de départ réseau et la demande sont identiques dans les deux cas. Par conséquent, les températures retour réseau nord et sud le sont aussi (Figure A3-A3-1b). Dans ces conditions, l'exergie Produit du système global est la même dans les deux cas. C'est bien ce qu'on retrouve sur la Figure A3-1b : outre deux écarts entre 13h10 et 16h, les courbes de l'exergie Produit dans les deux cas sont confondues (conséquences d'une légère surchauffe du réseau). En effet, de 13h10 à 13h50, la somme de la puissance produite par la centrale solaire et de celle produite par la chaudière à bois en court d'arrêt est supérieure à la puissance de consigne $\dot{Q}_{cons,tot}$. En conséquence, la température de départ réseau augmente et n'est plus égale à la température calculée par la loi d'eau (Figure A3-A3-1b). Le fluide est envoyé au réseau de distribution plus chaud que dans le cas sans solaire pour une même température retour réseau donc l'exergie Produit est plus élevée. Avec l'inertie du transfert de chaleur dans le réseau de distribution, cet envoi de chaleur plus élevé est répercuté sur les températures retour réseau nord et sud entre 14h et 16h : la demande en chaleur des sous-stations étant la même, les retour réseau sont plus chauds (Figure A3-A3-1b). On a alors le cas inverse : à l'instant t, le retour réseau est plus chaud dans le cas solaire avec une température de départ réseau identique, l'exergie Produit est donc plus faible. Entre 13h10 et 16h, la différence d'exergie Produit est de 1,5 kWh, ce qui est négligeable devant la valeur de l'exergie Produit sur la journée entière.

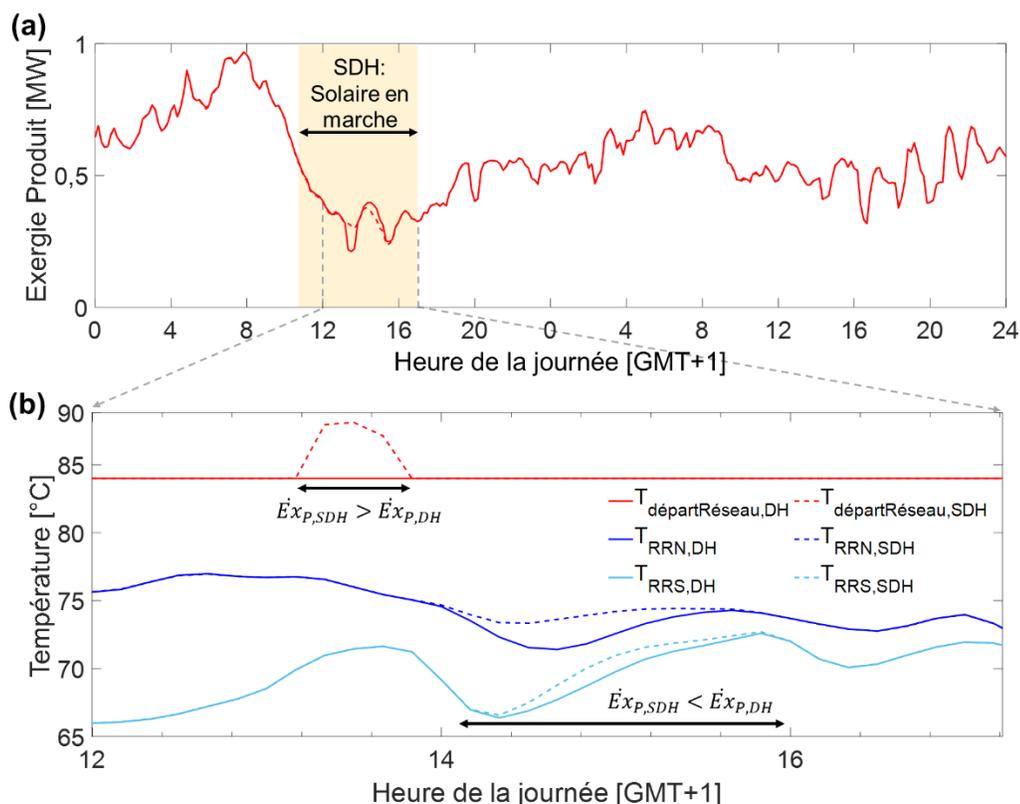


Figure A3-1 - Evolution de l'exergie Produit du système global dans les cas sans solaire (DH) et avec (SDH) le 27 février (a) et évolution des températures départ et retour réseau entre 12h et 17h (b).

Bibliographie

- [1] Profile of heating and cooling demand in 2015. European Union's Horizon 2020; 2017.
- [2] Réseaux de chaleur & de froid - Une filière d'avenir. Ministère de la Transition Ecologique et Solidaire; 2019.
- [3] Kavvadias K, Jimenez-Navarro JP, Thomassen G. Decarbonising the EU heating sector integration of the power and heating sector. 2019.
- [4] Corscadden J, Möhring P, Krasatsenka A. Transformation of existing urban district heating and cooling systems from fossil to renewable energy sources. Euroheat and Power; 2021.
- [5] Directive 2012/27/UE du Parlement européen et du Conseil du 25 octobre 2012 relative à l'efficacité énergétique, modifiant les directives 2009/125/CE et 2010/30/UE et abrogeant les directives 2004/8/CE et 2006/32/CE Texte présentant de l'intérêt pour l'EEE. vol. 315. 2012.
- [6] Carpenne L, Haeusler L. Réseaux de chaleur et de froid, état des lieux de la filière : marchés, emplois, coûts. ADEME; 2019.
- [7] Johansen K, Werner S. Something is sustainable in the state of Denmark: A review of the Danish district heating sector. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2022;158:112117. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.112117>.
- [8] Ghafghazi S, Sowlati T, Sokhansanj S, Bi X, Melin S. Particulate matter emissions from combustion of wood in district heating applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2011;15:3019–28. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.04.001>.
- [9] Jeandaux C, Videau J-B, Prieur-Vernat A. Life Cycle Assessment of District Heating Systems in Europe: Case Study and Recommendations. *Sustainability* 2021;13:11256. <https://doi.org/10.3390/su132011256>.
- [10] Enquête des réseaux de chaleur et de froid. SNCU, Fedene; 2021.
- [11] Les réseaux de chaleur - ADEME <https://www.ademe.fr/expertises/energies-renouvelables-enr-production-reseaux-stockage/passer-a-laction/transport-lenergie/reseaux-chaleur> (accessed March 23, 2022).
- [12] Programmation pluriannuelle de l'énergie 2019-2028 2020.
- [13] Indicateurs de l'enquête national des réseaux de chaleur et de froid urbains - Méthodologie de calcul. SNCU, Fedene; 2021.
- [14] Arrêté du 31 mars 2021 modifiant diverses dispositions relatives au diagnostic de performance énergétique. 2021.
- [15] Smirec : Qu'est-ce qu'un réseau de chaleur ? <https://www.smirec.fr/notre-reseau/quest-ce-quin-reseau-de-chaleur.html> (accessed May 9, 2022).
- [16] Persson U, Werner S. Heat distribution and the future competitiveness of district heating. *Applied Energy* 2011;88:568–76. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.09.020>.
- [17] Lund H, Werner S, Wiltshire R, Svendsen S, Thorsen JE, Hvelplund F, et al. 4th Generation District Heating (4GDH): Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems. *Energy* 2014;68:1–11. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.02.089>.

- [18] Rämä M, Mohammadi S. Comparison of distributed and centralised integration of solar heat in a district heating system. *Energy* 2017;137:649–60. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.03.115>.
- [19] Sibbitt B, McClenahan D, Djebbar R, Thornton J, Wong B, Carriere J, et al. The Performance of a High Solar Fraction Seasonal Storage District Heating System – Five Years of Operation. *Energy Procedia* 2012;30:856–65. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2012.11.097>.
- [20] Brand L, Calvén A, Englund J, Landersjö H, Lauenburg P. Smart district heating networks – A simulation study of prosumers’ impact on technical parameters in distribution networks. *Applied Energy* 2014;129:39–48. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.04.079>.
- [21] Winterscheid C, Dalenbäck J-O, Holler S. Integration of solar thermal systems in existing district heating systems. *Energy* 2017;137:579–85. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.04.159>.
- [22] Mäki E, Kannari L, Hannula I, Shemeikka J. Decarbonization of a district heating system with a combination of solar heat and bioenergy: A techno-economic case study in the Northern European context. *Renewable Energy* 2021;175:1174–99. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.04.116>.
- [23] Carpaneto E, Lazzeroni P, Repetto M. Optimal integration of solar energy in a district heating network. *Renewable Energy* 2015;75:714–21. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.10.055>.
- [24] Dahash A, Ochs F, Janetti MB, Streicher W. Advances in seasonal thermal energy storage for solar district heating applications: A critical review on large-scale hot-water tank and pit thermal energy storage systems. *Applied Energy* 2019;239:296–315. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.01.189>.
- [25] Yang L, Entchev E, Rosato A, Sibilio S. Smart thermal grid with integration of distributed and centralized solar energy systems. *Energy* 2017;122:471–81. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.01.114>.
- [26] Bauer D, Marx R, Nußbicker-Lux J, Ochs F, Heidemann W, Müller-Steinhagen H. German central solar heating plants with seasonal heat storage. *Solar Energy* 2010;84:612–23. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2009.05.013>.
- [27] Xu J, Wang RZ, Li Y. A review of available technologies for seasonal thermal energy storage. *Solar Energy* 2014;103:610–38. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2013.06.006>.
- [28] Rad FM, Fung AS. Solar community heating and cooling system with borehole thermal energy storage – Review of systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2016;60:1550–61. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.03.025>.
- [29] Gao L, Zhao J, Tang Z. A Review on Borehole Seasonal Solar Thermal Energy Storage. *Energy Procedia* 2015;70:209–18. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.02.117>.
- [30] Kallesøe AJ, Vangkilde-Pedersen T. Underground Thermal Energy Storage (UTES) – state-of-the-art, example cases and lessons learned. *GEOTHERMICA – ERA NET Cofund Geothermal*; 2019.

- [31] Rad F, Fung A. A combined heating and cooling system for a solar community with borehole thermal storage. Proceedings of the 9th Conference of IBPSA, Canada: 2016, p. 17–25.
- [32] Drake Landing Solar Community <http://dlsc.ca/> (accessed March 17, 2022).
- [33] Flynn C, Sirén K. Influence of location and design on the performance of a solar district heating system equipped with borehole seasonal storage. *Renewable Energy* 2015;81:377–88. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.03.036>.
- [34] Guo F, Zhu X, Zhang J, Yang X. Large-scale living laboratory of seasonal borehole thermal energy storage system for urban district heating. *Applied Energy* 2020;264:114763. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.114763>.
- [35] Platell O, Nilsson T, Margen P. Sunstore the complete solar energy system for heating. Proceedings of the International Conference of Seasonal Thermal Energy Storage and Compressed Air, vol. 1, Seattle, Washington: 1981, p. 177–85.
- [36] Wijsman ATM, Havinga J. The Groningen Project: 96 Solar Houses with Seasonal Heat Storage in the Soil. *Intersol Eighty Five* 1986:818–24.
- [37] Nordell B. Borehole heat store design optimization. 1994. Thèse de doctorat. Luleå University of Technology.
- [38] Lundh M, Dalenbäck J-O. Swedish solar heated residential area with seasonal storage in rock: Initial evaluation. *Renewable Energy* 2008;33:703–11. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2007.03.024>.
- [39] Nordell B, Andersson O, Rydell L, Liuzzo-Scorpo A. Long-term Performance of the HT-BTES in Emmaboda, Sweden. *Greenstock: International Conference on Underground Thermal Energy Storage*. 2015.
- [40] Olsson S. The Sunclay and Kullavik projects - heat storage in clay at low and high temperature, Amsterdam: Den Ouden C; 1984, p. 894–8. https://doi.org/10.1007/978-94-009-6508-9_162.
- [41] Tordrup KW, Poulsen SE, Bjørn H. An improved method for upscaling borehole thermal energy storage using inverse finite element modelling. *Renewable Energy* 2017;105:13–21. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.12.011>.
- [42] Nußbicker J, Mangold D, Heidemann W, Müller-Steinhagen H. Solar Assisted District Heating System with Duct Heat Store in Neckarsulm-Amorbach (Germany). Proceedings ISES Conference, Göteborg, Suède: 2003, p. 1–7.
- [43] Reuss M, Beuth W, Schmidt M, Schoelkopf W. Solar district heating with seasonal storage in Attenkirchen, Stockton, USA: 2006, p. 1–8.
- [44] Gehlin S. 11 - Borehole thermal energy storage. In: Rees SJ, editor. *Advances in Ground-Source Heat Pump Systems*, Woodhead Publishing; 2016, p. 295–327. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100311-4.00011-X>.
- [45] Javed S, Ørnes IR, Myrup M, Dokka TH. Design optimization of the borehole system for a plus-Energy kindergarten in Oslo, Norway. *Architectural Engineering and Design Management* 2019;15:181–95. <https://doi.org/10.1080/17452007.2018.1555088>.

- [46] Cosentino S, Sciacovelli A, Verda V, Noce G. Energy and exergy analysis of ground thermal energy storage: optimal charging time in different operating conditions., Pau, France: 2015, p. 1–13.
- [47] Ciampi G, Rosato A, Sibilio S. Thermo-economic sensitivity analysis by dynamic simulations of a small Italian solar district heating system with a seasonal borehole thermal energy storage. *Energy* 2018;143:757–71. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.11.029>.
- [48] Hirvonen J, ur Rehman H, Sirén K. Techno-economic optimization and analysis of a high latitude solar district heating system with seasonal storage, considering different community sizes. *Solar Energy* 2018;162:472–88. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.01.052>.
- [49] Jansen S. LowEx communities - optimised performance of energy supply systems with exergy principles: (annex 64): final report: September 2019. Stuttgart: Fraunhofer Verlag; 2019.
- [50] Sciubba E, Wall G. A brief Commented History of Exergy From the Beginnings to 2004. *International Journal of Thermodynamics* 2007;10:1–26.
- [51] Li H, Svendsen S. Energy and exergy analysis of low temperature district heating network. *Energy* 2012;45:237–46. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.03.056>.
- [52] Torío H, Schmidt D. Development of system concepts for improving the performance of a waste heat district heating network with exergy analysis. *Energy and Buildings* 2010;42:1601–9. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.04.002>.
- [53] Wang J, Yang Y. Energy, exergy and environmental analysis of a hybrid combined cooling heating and power system utilizing biomass and solar energy. *Energy Conversion and Management* 2016;124:566–77. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.07.059>.
- [54] Saidur R, Ahamed JU, Masjuki HH. Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers. *Energy Policy* 2010;38:2188–97. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2009.11.087>.
- [55] Jafarkazemi F, Ahmadifard E. Energetic and exergetic evaluation of flat plate solar collectors. *Renewable Energy* 2013;56:55–63. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.10.031>.
- [56] Farahat S, Sarhaddi F, Ajam H. Exergetic optimization of flat plate solar collectors. *Renewable Energy* 2009;34:1169–74. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2008.06.014>.
- [57] Guo F, Yang X. Long-term performance simulation and sensitivity analysis of a large-scale seasonal borehole thermal energy storage system for industrial waste heat and solar energy. *Energy and Buildings* 2021;236:110768. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.110768>.
- [58] Alkan MA, Keçebaş A, Yamankaradeniz N. Exergoeconomic analysis of a district heating system for geothermal energy using specific exergy cost method. *Energy* 2013;60:426–34. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.08.017>.
- [59] Ozgener L, Hepbasli A, Dincer I, Rosen MA. Exergoeconomic analysis of geothermal district heating systems: A case study. *Applied Thermal Engineering* 2007;27:1303–10. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.11.008>.
- [60] Oktay Z, Dincer I. Exergoeconomic analysis of the Gonen geothermal district heating system for buildings. *Energy and Buildings* 2009;41:154–63. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.08.003>.

- [61] Cosentino S, Sciacovelli A, Verda V. Thermo-economic Design of Borehole Thermal Energy Storage Systems. Volume 6B: Energy, Houston, Texas, USA: American Society of Mechanical Engineers; 2015, p. V06BT07A020. <https://doi.org/10.1115/IMECE2015-52051>.
- [62] Meesenburg W, Ommen T, Elmegaard B. Dynamic exergoeconomic analysis of a heat pump system used for ancillary services in an integrated energy system. *Energy* 2018;152:154–65. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.03.093>.
- [63] Sayadi S, Tsatsaronis G, Morosuk T. A New Approach for Applying Dynamic Exergy Analysis and Exergoeconomics to a Building Envelope, Portorož, Slovenia: 2016, p. 1–17.
- [64] Rosen MA, Dincer I. Effect of varying dead-state properties on energy and exergy analyses of thermal systems. *International Journal of Thermal Sciences* 2004;43:121–33. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2003.05.004>.
- [65] Tsatsaronis G. Thermo-economic analysis and optimization of energy systems. *Progress in Energy and Combustion Science* 1993;19:227–57. [https://doi.org/10.1016/0360-1285\(93\)90016-8](https://doi.org/10.1016/0360-1285(93)90016-8).
- [66] Lazzaretto A, Tsatsaronis G. SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems. *Energy* 2006;31:1257–89. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2005.03.011>.
- [67] Bejan A, Tsatsaronis G, Moran MJ. Thermal design and optimization. New York: Wiley; 1996.
- [68] Arat H, Arslan O. Exergoeconomic analysis of district heating system boosted by the geothermal heat pump. *Energy* 2017;119:1159–70. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.11.073>.
- [69] Mehrpooya M, Mousavi SA. Advanced exergoeconomic assessment of a solar-driven Kalina cycle. *Energy Conversion and Management* 2018;178:78–91. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.10.033>.
- [70] Otter M, Elmqvist H. Modelica Language, Libraries, Tools, and Conferences 2002.
- [71] The Modelica Association. <https://modelica.org/index.html>. (accessed March 12, 2022).
- [72] Wetter M, Zuo W, Nouidui TS, Pang X. Modelica Buildings library. *Journal of Building Performance Simulation* 2014;7:253–70. <https://doi.org/10.1080/19401493.2013.765506>.
- [73] Osorio JD, Rivera-Alvarez A, Swain M, Ordonez JC. Exergy analysis of discharging multi-tank thermal energy storage systems with constant heat extraction. *Applied Energy* 2015;154:333–43. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.05.018>.
- [74] Kalogirou SA, Karellas S, Braimakis K, Stanciu C, Badescu V. Exergy analysis of solar thermal collectors and processes. *Progress in Energy and Combustion Science* 2016;56:106–37. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2016.05.002>.
- [75] Jeter SM. Maximum conversion efficiency for the utilization of direct solar radiation. *Solar Energy* 1981;26:231–6. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(81\)90207-3](https://doi.org/10.1016/0038-092X(81)90207-3).
- [76] Pons M. Exergy analysis of solar collectors, from incident radiation to dissipation. *Renewable Energy* 2012;47:194–202. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.03.040>.

- [77] Spanner D.C. Introduction to thermodynamics. London and New York: Academic Press; 1969.
- [78] Petela. Exergy of Heat Radiation. *Journal of Heat Transfer* 1964;187–92.
- [79] Bejan A. Unification of Three Different Theories Concerning the Ideal Conversion of Enclosed Radiation. *Journal of Solar Energy Engineering* 1987;109:46–51. <https://doi.org/10.1115/1.3268177>.
- [80] Petela R. Exergy of undiluted thermal radiation. *Solar Energy* 2003;74:469–88. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(03\)00226-3](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(03)00226-3).
- [81] Dinçer İ, Rosen M. Thermal energy storage: systems and applications. 2nd ed. Hoboken, N.J: Wiley; 2011.
- [82] Laferrrière A, Cimmino M, Picard D, Helsen L. Development and validation of a full-time-scale semi-analytical model for the short- and long-term simulation of vertical geothermal bore fields. *Geothermics* 2020;86:101788. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2019.101788>.
- [83] Picard D, Helsen L. A new hybrid model for borefield heat exchangers performance evaluation. vol. Vol.120, Seattle, WA: 2014, p. 1–8.
- [84] Eskilson P. Thermal analysis of heat extraction boreholes. Thèse de doctorat. Lund University, Sweden, 1987.
- [85] Javed S. Thermal Modelling and Evaluation of Borehole Heat Transfer. Chalmers Tekniska Hogskola (Sweden),2012.
- [86] Malayappan V, Spitler JD. Limitations of Using Uniform Heat Flux Assumptions in Sizing Vertical Borehole Heat Exchanger Fields. *Proceedings of CLIMA*, 2013, p. 16-9.
- [87] Lim HS, Ok J, Park JS, Lee SJ, Karng SW, Kang YT. Efficiency improvement of energy storage and release by the inlet position control for seasonal thermal energy storage. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2020;151:119435. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119435>.
- [88] Arpagaus C. Industrial Heat Pumps: Supplier update, suitable refrigerants and application examples in food & steam generation. A2EP Briefing: Advanced in industrial heat pumps, 2020.
- [89] SoDa services website - <http://www.soda-pro.com> (accessed May 21, 2021).
- [90] HelioClim-3 Archives Info - <http://www.soda-pro.com/web-services/radiation/helioclim-3-archives/info> (accessed May 21, 2021).
- [91] Gelaro R, McCarty W, Suárez MJ, Todling R, Molod A, Takacs L, et al. The Modern-Era Retrospective Analysis for Research and Applications, Version 2 (MERRA-2). *J Climate* 2017;30:5419–54. <https://doi.org/10.1175/JCLI-D-16-0758.1>.
- [92] Pons M. On the Reference State for Exergy when Ambient Temperature Fluctuates. *International Journal of Thermodynamics* 2009;12:113–21.
- [93] Sun T, Yang L, Jin L, Luo Z, Zhang Y, Liu Y, et al. A novel solar-assisted ground-source heat pump (SAGSHP) with seasonal heat-storage and heat cascade utilization: Field test and performance analysis. *Solar Energy* 2020;201:362–72. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.03.030>.

- [94] Schiel K, Baume O, Caruso G, Leopold U. GIS-based modelling of shallow geothermal energy potential for CO₂ emission mitigation in urban areas. *Renewable Energy* 2016;86:1023–36. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.09.017>.
- [95] Anders T. *Solar District Heating - The potential of a large scale solar district heating facility in Stockholm*. 2014.



FOLIO ADMINISTRATIF

THÈSE DE L'UNIVERSITÉ DE LYON OPÉRÉE AU SEIN DE L'INSA LYON

NOM : VEYRON

DATE de SOUTENANCE : 01/07/2022

Prénoms : Mathilde Marie Isabelle

TITRE : Impact de l'intégration d'un stockage intersaisonnier sur un réseau de chaleur solaire : modélisation dynamique et analyse exergoéconomique.

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 2022LYSEI067

École doctorale : MEGA

Spécialité : Thermique et énergétique

RÉSUMÉ : Les réseaux de chaleur ont été identifiés comme une solution viable pour produire une chaleur décarbonée et réduire la consommation d'énergie primaire. Pour atteindre ces objectifs, la part de renouvelable dans les réseaux de chaleur existants doit être augmentée. Le recours à la biomasse, largement répandu, montre quelques limites dues au stress de la ressource et une baisse d'efficacité aux faibles charges, entraînant ainsi un regain d'intérêt pour l'utilisation du solaire thermique pour alimenter ces réseaux.

Le projet SunSTONE s'intéresse à l'amélioration des performances des réseaux de chaleur solaires et de leur viabilité économique en proposant des solutions innovantes pour un contrôle intelligent. Dans le cadre de ce projet, cette thèse a consisté à développer un modèle physique, exergétique et exergoéconomique de réseau de chaleur solaire et d'étudier l'impact de l'intégration d'un stockage intersaisonnier sur les performances du système global et de chacun des producteurs de chaleur. L'utilisation de données expérimentales a permis de valider le modèle.

L'analyse du système de production de chaleur actuel par l'approche exergoéconomique a montré que lorsque le solaire est utilisé en remplacement d'une chaudière, le coût de la chaleur produite diminue. Cependant, l'évaluation à l'échelle annuelle révèle que l'investissement de la centrale solaire conduit à une augmentation de 6,2 % du coût moyen de la chaleur livrée. Lors de la simulation sur 10 ans du réseau de chaleur avec l'intégration d'un stockage intersaisonnier, des rendements énergétiques entre 32 et 38 % pour le champ de sondes ont été atteints et 11 % de l'énergie solaire captée annuellement ont été stockés. Il a été démontré qu'injecter dans le stockage journalier la chaleur solaire produite en fin de journée augmentait le coût de la chaleur stockée. Ces résultats démontrent l'intérêt de l'approche exergoéconomique dynamique pour dimensionner et piloter les réseaux de chaleur avec un stockage intersaisonnier.

MOTS-CLÉS : Réseaux de chaleur, Solaire thermique, Stockage intersaisonnier, Exergie, Exergoéconomie

Laboratoire de recherche : Centre d'Énergétique et de Thermique de Lyon (CETHIL, UMR 5008)

Directeur de thèse : Marc CLAUSSE

Présidente de jury : Nolwenn LE PIERRÈS

Composition du jury :

ZOUGHAIB Assaad	Professeur des Universités	Mines Paris	Rapporteur
SERRA Sylvain	Maitre de conférences	ENSGTI	Rapporteur
LE PIERRÈS Nolwenn	Professeur des Universités	Université Savoie Mont Blanc	Examinatrice
LAMAISON Nicolas	Docteur	CEA	Examineur
CLAUSSE Marc	Professeur des Universités	INSA Lyon	Directeur de thèse