



HAL
open science

Développement d'un outil de simulation et d'optimisation dynamique d'une centrale solaire thermique.

Simon Scolan

► **To cite this version:**

Simon Scolan. Développement d'un outil de simulation et d'optimisation dynamique d'une centrale solaire thermique.. Energie électrique. Université de Pau et des Pays de l'Adour, 2020. Français. NNT: 2020PAUU3007 . tel-03725400

HAL Id: tel-03725400

<https://theses.hal.science/tel-03725400>

Submitted on 17 Jul 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.

THÈSE

UNIVERSITE DE PAU ET DES PAYS DE L'ADOUR

École doctorale des sciences exactes et leurs applications (ED211)

Soutenue le 16 Juillet 2020

par **Simon SCOLAN**

pour obtenir le grade de docteur
de l'Université de Pau et des Pays de l'Adour

Spécialité : Énergétique

Développement d'un outil de simulation et d'optimisation dynamiques d'une centrale solaire thermique

MEMBRES DU JURY

RAPPORTEURS

- Jean-Jacques BEZIAN
- Bruno LACARRIERE

Ingénieur de Recherche, HDR / IMT Mines Albi-Carmaux
Professeur des Universités / IMT Atlantique

EXAMINATEURS

- Assaad ZOUGHAIB
- Sabine SOCHARD
- Sylvain SERRA

Professeur des Universités / Mines ParisTech
Maître de Conférences / Université de Pau et des Pays de l'Adour
Maître de Conférences / Université de Pau et des Pays de l'Adour

DIRECTEURS

- Jean-Michel RENEAUME

Professeur des Universités / Université de Pau et des Pays de l'Adour

MEMBRES INVITÉS

- Pierre DELMAS

Directeur Technique / NEWHEAT



Remerciements

Premièrement, je tiens à remercier les membres de mon jury de thèse. Merci à Jean-Jacques Bézian et Bruno Lacarrière d'avoir accepté d'évaluer mes travaux de thèse et merci à Assaad Zoughaïb d'avoir accepté de présider ce jury. J'ai apprécié les échanges constructifs que nous avons eu lors de la soutenance et vous remercie à nouveau pour vos commentaires et conseils pertinents.

Ensuite, je souhaite remercier Hugues Defréville et Pierre Delmas, co-fondateurs de NewHeat, de m'avoir choisi pour ce sujet de thèse, de m'avoir bien intégré au sein de l'entreprise et de m'avoir accompagné tout au long de ce projet. Plus particulièrement, je tiens à remercier Alexis, Sacha et Pierre (de nouveau), d'avoir été patients, de m'avoir donné des coups de main, de m'avoir fait comprendre votre vision du solaire thermique et de m'avoir constamment soutenu pendant ces trois années. Je remercie également l'ensemble des salariés de NewHeat avec qui j'ai toujours passé de bons moments lorsque j'étais de passage à Bordeaux.

Un grand merci à mes encadrants du LaTEP, Jean-Michel Reneaume, Sabine Sochard et Sylvain Serra, qui m'ont beaucoup aidé au cours de ces 3 ans. Merci pour votre disponibilité, votre implication et vos conseils qui m'ont été très précieux, aussi bien concernant l'optimisation que les méthodes ou les analyses de résultats. J'espère que j'aurai l'opportunité de réutiliser les compétences et techniques que vous m'avez transmis. Enfin, Sabine et Sylvain, je vous souhaite bon courage pour vos HDR respectifs. Je souhaite également remercier l'ensemble des membres du LaTEP - ENSGTI que j'ai pu solliciter ponctuellement, techniquement ou administrativement, et avec lesquels nous avons pu profiter avec convivialité autour de plusieurs repas, pots de thèse et autres célébrations de fin d'année. Une pensée particulière pour Jean-Michel, toujours de bonne humeur et prompt à nous filer un coup de main, passant à notre bureau en soirée pour voir si la recherche avance.

Bien sûr, ces trois années ont vu de belles amitiés se lier, ce qui a rendu la thèse un peu moins difficile. Perla, Cassie, merci à vous pour votre joie de vivre et vos sourires qui ont illuminé nos journées. Fabien, Julie, merci pour votre soutien et bon courage à vous dans cette nouvelle vie à trois! Ernesto, Laura, Deneb, merci pour les soirées hispaniques où je ne comprenais pas toujours tout mais qui m'ont fait rencontrer des gens chaleureux. Arley, Régis, Florian, merci pour votre aide ponctuelle sur des sujets parfois délicats et pour les bons moments que nous avons pu passer ensemble. Pedro, j'ai beaucoup apprécié partager le bureau avec toi. Toujours zen et agréable! Reste comme tu es et surtout garde ta passion pour Liverpool, YNWA! Esther, José, Paul, Marion, merci pour tous les bons moments qu'on a passés ensemble, les bar à tapas, les bières-pong, les Gin-pong, et les débats sans fin. Enfin, Marie, ma "collègue de bureau", un grand merci pour tes conseils et ton soutien, tant technique que moral, tout au long de ces trois années. Tu as toujours été là quand il fallait et ça a été un plaisir de partager ces 3 ans avec toi. On se souviendra des moments karaoké, de la Coupe du Monde, des Sardines, d'Hossegor et de bien d'autres moments mémorables. Bonne continuation à tous, que ce soit pour la fin de thèse, le post-doc ou autre, et j'espère qu'on pourra se retrouver régulièrement autour d'une bière pour se remémorer cette période de notre existence.

Je tiens à dire merci et “sorry” à mes amis bretons. Merci de m’avoir toujours soutenu et d’avoir pris de mes nouvelles aussi souvent que possible. *Sorry* pour toutes ces années passées à Pau au cours desquelles je n’ai pas pu vous voir aussi souvent que je l’aurai souhaité. Je vais tâcher de remédier à cela à l’avenir !

Un grand merci à ma famille de m’avoir toujours soutenu dans mes choix et dans les moments difficiles, depuis la fin du lycée jusqu’à ce jour. Merci de m’avoir conseillé dans les soucis du quotidien et d’avoir toujours cru en moi malgré les 800 km qui nous séparent depuis un moment maintenant.

Enfin, merci à Heidi ! Voilà deux ans que je t’ai rencontrée au cours d’une soirée à très forte tendance hispanique (1 contre 10 ?) et que je profite de ta présence à mes côtés. Merci de m’avoir supporté et de continuer à me supporter, de m’avoir écouté, soutenu et remonté le moral jusqu’à la fin de la thèse. Très bientôt, ce sera ton tour et je sais que ça se passera très bien ! J’espère avoir été là pour toi autant que tu l’as été pour moi et, même si notre vie professionnelle nous éloigne (avec un peu de chance, qui sait, je ne serai pas si loin !), j’ai bien l’intention de continuer à compter sur toi, à compter sur nous.

Développement d'un outil de simulation et d'optimisation dynamiques d'une centrale solaire thermique

Simon SCOLAN

Directeur : Jean-Michel RENEAUME

UNIV PAU & PAYS ADOUR / E2S UPPA, Laboratoire de Thermique, Énergétique et Procédés-IPRA

Résumé

Dans le contexte climatique et énergétique actuel, des solutions doivent être trouvées pour remplacer progressivement l'usage des énergies fossiles. Le solaire thermique est une ressource disposant d'un fort potentiel encore trop peu exploité en France à l'échelle industrielle. Dans ce contexte, les grandes installations solaires thermiques sont de plus en plus étudiées. Actuellement, la majorité des études porte sur l'optimisation du dimensionnement des centrales en se basant sur des stratégies de pilotage standard. Le présent manuscrit propose une méthodologie de résolution mathématique pour la simulation et l'optimisation dynamique d'une centrale solaire thermique. Ce type d'optimisation permet de prendre en compte la dynamique de ce système, et en particulier la dynamique lente d'un stockage d'énergie thermique, et est réalisée en exploitant les degrés de liberté du problème tel qu'on le pose. Ainsi, en laissant libres certains paramètres de design, l'optimisation dynamique permet d'optimiser simultanément le fonctionnement et le dimensionnement de la centrale.

Les différents éléments d'une centrale solaire thermique (champ solaire, échangeur de chaleur, stockage thermique, pompes, canalisations) sont modélisés et forment un système d'équations algèbro-différentielles. Nous détaillons la méthode de collocation orthogonale sur éléments finis permettant de discrétiser ces équations et d'obtenir ainsi un système comprenant uniquement des équations algébriques. Différents modèles sont confrontés à des données expérimentales issues de la centrale de Condat-sur-Vézère et leur précision est quantifiée. Le développement d'une méthode par simulations et initialisations successives nous a permis de réaliser la simulation dynamique d'une centrale solaire thermique. Cependant, certaines contraintes de fonctionnement (règles de pilotage nécessaires pour saturer les degrés de liberté) sont difficiles à formuler de façon cohérente et implémentable dans le logiciel GAMS utilisé dans ces travaux. L'intérêt de l'optimisation dynamique est de tirer profit des degrés de liberté du problème afin de minimiser/maximiser une fonction objectif (en respectant les contraintes du problème) sans avoir à formuler des contraintes pour saturer les variables d'intérêt.

Un premier problème d'optimisation dynamique a été formulé puis résolu suivant une stratégie orientée-équation. Sur un horizon de temps de cinq jours et avec un dimensionnement de centrale fixé, nous avons maximisé les bénéfices liés à la vente de chaleur solaire à un consommateur en optimisant le fonctionnement de la centrale. Cela a notamment fait ressortir des stratégies parfois contre-intuitives permettant une amélioration significative de la fonction objectif par rapport à des pilotages plus "classiques". En particulier, l'utilisation d'une inclinaison dynamique des capteurs s'est montrée efficace, d'une part, pour augmenter

l'énergie captée par le champ solaire et, d'autre part, pour gérer d'éventuelles surchauffes en défocalisant les capteurs par rapport à la trajectoire de captation maximale. L'utilisation d'un stockage thermique a également été utile pour permettre le déphasage entre la production et la demande.

La formulation d'un second problème d'optimisation, sur un horizon de temps d'un an, a permis de minimiser le coût moyen de la chaleur solaire vendue au consommateur (sur la durée du projet) en déterminant le dimensionnement optimal de la centrale et les profils temporels optimaux des variables de fonctionnement en fonction de la courbe de charge. Des difficultés ont été rencontrées, notamment pour conserver un fonctionnement cohérent sur la période d'optimisation. Finalement, nous avons listé un certain nombre de pistes qui pourraient potentiellement améliorer les résultats obtenus.

Development of a dynamic simulation and optimization tool for a solar thermal plant

Simon SCOLAN

Supervisor : Jean-Michel RENEAUME

UNIV PAU & PAYS ADOUR / E2S UPPA, Laboratoire de Thermique, Énergétique et Procédés-IPRA

Abstract

In the current climate and energy context, solutions must be found to gradually replace the use of fossil fuels. Solar thermal energy is a resource with great potential that is still insufficiently exploited in France on an industrial scale. In this context, large solar thermal installations are increasingly studied. Currently, a majority of studies focus on optimizing the sizing of the plants based on standard operating strategies. This manuscript offers a mathematical resolution methodology for the simulation and dynamic optimization of a solar thermal plant. This type of optimization makes it possible to take into account the dynamics of this system and in particular the slow dynamics of a thermal energy storage. It is carried out by exploiting the degrees of freedom of the problem. By leaving certain design parameters free, dynamic optimization makes it possible to optimize the operation and sizing of the plant simultaneously.

The different elements of a solar thermal plant (solar field, heat exchanger, thermal energy storage, pumps, pipes) are modeled and form a Differential Algebraic Equation system. We have described the orthogonal collocation method which allows to discretize these equations and thus, to obtain a system comprising only algebraic equations. Different models are confronted with experimental data from a plant located in Condat-sur-Vézère (France). Their precision is quantified. The development of a method by successive simulations and initializations allowed us to carry out the dynamic simulation of a solar thermal plant. However, certain operating constraints (control rules necessary to saturate the degrees of freedom) are difficult to formulate in a coherent and implementable way in the GAMS software used in this work. The interest of using dynamic optimization is to take advantage of the degrees of freedom of the problem in order to minimize / maximize an objective function (while respecting the constraints of the problem) without having to formulate constraints to saturate them.

A first dynamic optimization problem was formulated and then solved, using an equation-oriented strategy. Over a five-day time horizon and with a fixed plant sizing, we have maximized the benefits from the sale of solar heat to a consumer by optimizing the operation of the plant. This notably brought to light counter-intuitive operating strategies allowing a significant improvement of the objective function compared to more standard strategies. In particular, the use of a dynamic inclination of the flat-plate collectors (as with a solar tracking device) has proved effective, on the one hand, to increase the energy captured by the solar field and, on the other hand, to handle possible overheating by defocusing the collectors from the maximum energy capture trajectory. The use of a thermal energy storage was also useful to allow the

phase difference between production and demand.

The formulation of a second optimization problem, over a time horizon of one year, made it possible to minimize the average cost of solar heat sold to the consumer (over the duration of the project) by determining the optimal sizing of the plant and the optimal time profiles of the operating variables as a function of the load curve. Difficulties have been encountered, in particular to maintain consistent operation over the optimization period. Finally, we listed a number of leads that could potentially improve the results obtained.

Table des matières

Liste des figures	xi
Liste des tableaux	xvii
Liste des symboles	xix
I Introduction	1
I.1 Contexte énergétique	1
I.1.1 Contexte climatique mondial	1
I.1.2 Contexte énergétique français	2
I.1.3 Le potentiel du solaire thermique et ses applications	3
I.2 NEWHEAT et ses activités	6
I.3 Objectifs de la thèse	8
II État de l’art	11
II.1 Les centrales solaires thermiques (CST) : architecture et technologies	11
II.1.1 Des technologies adaptées aux besoins	11
II.1.2 Architecture générale	13
II.1.3 Les éléments principaux d’une CST	15
II.2 Modélisation d’une CST	21
II.2.1 La ressource solaire	21
II.2.2 Le capteur plan	22
II.2.3 La cuve de stockage par chaleur sensible	25
II.2.4 Les échangeurs de chaleur à plaques	28
II.3 Simulation et contrôle des CST	30
II.4 Méthodes d’optimisation	33
II.4.1 Formulation d’un problème d’optimisation dynamique	33
II.4.2 Méthodes de résolution d’un problème d’optimisation dynamique	35

II.4.3	Caractérisation et algorithmes de résolution	38
II.4.4	Optimisation dynamique appliquée aux CST	39
II.5	Outils logiciels	43
III	Modélisations, simulations, validations	45
III.1	Modélisation des éléments d'une CST	47
III.1.1	Modèles de champ solaire (mCS)	47
III.1.2	Modèles de cuve de stockage (mTES)	51
III.1.3	Modèles d'échangeur à plaques (mHX)	55
III.1.4	Autres modèles	57
III.2	Méthode de résolution : collocation orthogonale sur éléments finis	60
III.3	Simulations et analyses de sensibilité	64
III.3.1	Champ solaire	64
III.3.2	Cuve de stockage	69
III.3.3	Échangeur à plaques	74
III.4	Validation expérimentale des modèles	75
III.4.1	Système et indicateur de performance	75
III.4.2	Champ solaire	76
III.4.3	Cuve de stockage	78
III.4.4	Échangeur à plaques	80
III.5	Simulation dynamique d'une CST	82
III.5.1	Initialisation et méthode de convergence	82
III.5.2	Gestion des degrés de liberté	84
III.5.3	Résultats de simulation	86
IV	Optimisation dynamique du fonctionnement d'une CST	91
IV.1	Formulation et résolution du problème d'optimisation	93
IV.1.1	Données d'entrée	93
IV.1.2	Contraintes et degrés de liberté	93
IV.1.3	Fonction objectif	95
IV.2	Cas d'étude et données d'entrée	97
IV.3	Cas d'étude 1 : Champ solaire tilté	101
IV.3.1	Résultats d'optimisation	101
IV.3.2	Comparaison avec une stratégie de contrôle standard	108
IV.3.3	Travaux complémentaires	112

IV.4	Cas d'étude 2 : Tracking solaire standard maximisant la captation	115
IV.5	Cas d'étude 3 : Angle d'inclinaison β optimisé	122
IV.6	Cas d'étude 4 : Champ Solaire surdimensionné et β optimisé	130
V	Optimisation simultanée du fonctionnement et du dimensionnement d'une CST à long terme	135
V.1	Formulation du problème d'optimisation	137
V.1.1	Données d'entrée	137
V.1.2	Variables et contraintes	137
V.1.3	Modèle financier et fonction objectif	139
V.2	Cas d'étude et données d'entrée	142
V.3	Analyse de sensibilité sur le dimensionnement	145
V.4	Méthode de résolution et difficultés numériques	147
V.5	Résultats d'optimisation et discussion	149
	Conclusions et perspectives	161
	Bibliographie	165
Annexe A	Modèles et données d'entrée	177
A.1	Modèle d'ombrage	177
A.2	Pertes de charge dans les échangeurs	178
A.3	Méthode de quadrature	179
A.4	Données pour la simulation du champ solaire	180
A.4.1	Données météorologiques	180
A.4.2	Saturation des débits	181
Annexe B	Travaux complémentaires en optimisation	182
B.1	Cas d'étude	182
B.2	Résultats	184

Table des figures

I.1	Consommation d'énergie primaire par type d'énergie en France en 2017 [7] . . .	2
I.2	Consommation finale brute d'énergies renouvelables, part des objectifs 2020 réalisée en 2017 (%) par filière [7]	3
I.3	Bouquet énergétique des réseaux de chaleur français en 2017 [6]	4
I.4	NEWHEAT, un producteur intégré de chaleur solaire	6
I.5	Le premier projet industriel de NEWHEAT	7
II.1	Définition du besoin et des technologies solaires associées	12
II.2	Des technologies avec ou sans concentration (source : NEWHEAT)	12
II.3	Architecture d'une CST basse température pour le préchauffage d'eau [19] . . .	13
II.4	Stratégies de charge et de décharge [19]	14
II.5	Éléments constitutif d'un FPC	15
II.6	Différentes structures hydrauliques pour FPC (Viessmann GmbH, 2008) . . .	16
II.7	Différents raccordements possibles des FPC au sein d'une boucle [29]	16
II.8	Disposition des boucles hydrauliques dans un champ solaire	17
II.9	Rayonnement solaire extraterrestre pour une latitude de 45° sur un FPC fixé à $\beta = 45^\circ$ et sur des FPC disposant de tracking Nord-Sud (N-S) et Est-Ouest (E-W). Les lignes pointillées correspondent au solstice d'hiver et les lignes pleines au solstice d'été. [21]	18
II.10	Satisfaction de la demande par une CST équipée d'un stockage d'énergie . . .	19
II.11	Assemblage d'un échangeur à plaques, distribution des courants et dimensions des plaques	20
II.12	Représentation de la ressource solaire	22
II.13	Transferts thermiques au sein d'un FPC	23
II.14	Courbes de rendement de capteurs simple vitrage (SG) et double vitrage (DG)	24
II.15	Différentes approches de modélisation d'une cuve de stockage par chaleur sensible [70]	26
II.16	Exemples de configuration d'un PHEX	30

TABLE DES FIGURES

II.17	Stratégies de résolution d'un problème d'optimisation dynamique	35
III.1	Architecture de la centrale considérée	45
III.2	Schéma du champ solaire, modèle mCS1	47
III.3	Schéma du champ solaire, modèle mCS2	50
III.4	Schéma du champ solaire, modèle mCS3	51
III.5	Discretisation de la cuve de stockage en N strates	52
III.6	Paramètres de dimensionnement d'une plaque	56
III.7	Évolution de l'inclinaison des capteurs avec un tracker solaire	57
III.8	Bilans masse et énergie pour une division (à gauche) et une jonction (à droite de courants	59
III.9	Méthode de collocation orthogonale sur éléments finis : exemple avec 3 points de collocation par éléments	61
III.10	Conditions de fonctionnement du champ solaire avec recirculation	64
III.11	Comparaison de mCS1a et mCS1b sur la journée 1 ensoleillée	66
III.12	Comparaison de mCS1a et mCS1b sur la journée 2 à météo variable	66
III.13	Comparaison des échelles de temps avec le modèle mCS1a et $T_C = 80^\circ\text{C}$	67
III.14	Charge de la cuve à $T_{sol} = 70^\circ\text{C}$	70
III.15	Instabilités numériques du modèle de stockage	71
III.16	Influence du nombre de strates N : diffusion numérique	72
III.17	Charge de la cuve avec inversion température : sans débits d'inversion	73
III.18	Charge de la cuve avec inversion température : avec débits d'inversion	73
III.19	P&ID des circuits primaire et secondaire de la CST de Condat-sur-Vézère	75
III.20	Validation des modèles de CS : journée type 1 (03/09/2019)	77
III.21	Validation des modèles de CS : journée type 2 (31/08/2019)	77
III.22	Validation - stockage - N = 60	79
III.23	Validation - stockage - N = 10	79
III.24	Validation - stockage - N = 5	79
III.25	Validation - HX - cas 1	81
III.26	Validation - HX - cas 2	81
III.27	Validation - HX - cas 3	81
III.28	“Liaison” des modèles en une CST entière à simuler	82
III.29	Méthode d'initialisation et de convergence d'une simulation de CST	83
III.30	Évolution des <i>inputs</i> au cours des simulations, ici le DNI	84
III.31	Irradiations solaires : GHI et DNI	86
III.32	Évolution des variables du circuit primaire	86

III.33	Évolution des variables au niveau de l'échangeur HEX1	87
III.34	Répartition des débits entre la charge et la fourniture d'énergie	87
III.35	Évolution des variables au niveau du stockage	87
III.36	Bilans massiques dans le secondaire	88
III.37	Évolution des variables au niveau de l'échangeur HX2	88
III.38	Évolution des variables côté consommateur	88
III.39	Bilan d'énergie de la CST	89
IV.1	Architecture de la centrale considérée	92
IV.2	Nomenclature des éléments hydrauliques	92
IV.3	Rendement η_{em}	98
IV.4	Conditions météorologiques (1)	99
IV.5	Conditions météorologiques (2)	99
IV.6	Méthode numérique appliquée au problème DO-C	100
IV.7	Cas 1 : Débits massiques dans le circuit primaire	102
IV.8	Cas 1 : Températures en entrée et sortie du champ solaire	102
IV.9	Cas 1 : Zoom sur un début de journée	102
IV.10	Cas 1 : Débits massiques dans l'échangeur HX1	103
IV.11	Cas 1 : Températures aux bornes de l'échangeur HX1	103
IV.12	Cas 1 : Bilan massique dans le circuit secondaire (1)	103
IV.13	Cas 1 : Débits de charge et de décharge du stockage	104
IV.14	Cas 1 : Températures dans la cuve, température de charge et de retour	104
IV.15	Cas 1 : Bilan massique dans le circuit secondaire (2)	105
IV.16	Cas 1 : Bilan massique dans le circuit secondaire (3)	105
IV.17	Cas 1 : Températures d'intérêt avant livraison d'énergie	105
IV.18	Cas 1 : Débits massiques dans l'échangeur HX2	105
IV.19	Cas 1 : Températures aux bornes de l'échangeur HX2	106
IV.20	Cas 1 : Débits massiques côté consommateur	106
IV.21	Cas 1 : Températures côté consommateur	106
IV.22	Cas 1 : Bilan des puissances dans la centrale	107
IV.23	Contrôle standard : Débits massiques d'intérêt	109
IV.24	Contrôle standard : Températures en entrée et sortie du CS	109
IV.25	Contrôle standard : débits de charge et de décharge du stockage	109
IV.26	Contrôle standard : Températures dans la cuve et températures de charge et de retour	110

TABLE DES FIGURES

IV.27	Contrôle standard : Températures d'intérêt avant livraison d'énergie	110
IV.28	Contrôle standard : Bilan des puissances dans la centrale	111
IV.29	Autre cas : Bilan des puissances dans la centrale	112
IV.30	Influence de ω sur les résultats d'optimisation	113
IV.31	Influence du tarif d'électricité sur les résultats d'optimisation	114
IV.32	Cas 2 : Evolution des angles d'inclinaison et d'incidence au cours du temps .	115
IV.33	Cas 2 : Débits massiques dans le circuit primaire	116
IV.34	Cas 2 : Températures en entrée et sortie du champ solaire	116
IV.35	Cas 2 : Débits massiques dans l'échangeur HX1	117
IV.36	Cas 2 : Températures aux bornes de l'échangeur HX1	117
IV.37	Cas 2 : Débits de charge et de décharge du stockage	118
IV.38	Cas 2 : Températures dans la cuve, température de charge et de retour	118
IV.39	Cas 2 : Bilan massique dans le circuit secondaire (1)	118
IV.40	Cas 2 : Bilan massique dans le circuit secondaire (2)	119
IV.41	Cas 2 : Bilan massique dans le circuit secondaire (3)	119
IV.42	Cas 2 : Températures d'intérêt avant livraison d'énergie	119
IV.43	Cas 2 : Débits massiques dans l'échangeur HX2	120
IV.44	Cas 2 : Températures aux bornes de l'échangeur HX2	120
IV.45	Cas 2 : Débits massiques côté consommateur	121
IV.46	Cas 2 : Températures côté consommateur	121
IV.47	Cas 2 : Bilan des puissances dans la centrale	121
IV.48	Cas 3 : Evolution des angles d'inclinaison et d'incidence au cours du temps .	123
IV.49	Cas 3 : Débits massiques dans le circuit primaire	123
IV.50	Cas 3 : Températures en entrée et en sortie de champ solaire	123
IV.51	Cas 3 : Débits massiques dans l'échangeur HX1	125
IV.52	Cas 3 : Températures aux bornes de l'échangeur HX1	125
IV.53	Cas 3 : Bilan massique dans le circuit secondaire (1)	125
IV.54	Cas 3 : Débits de charge et de décharge du stockage	126
IV.55	Cas 3 : Températures dans la cuve, températures de charge et de retour	126
IV.56	Cas 3 : Bilan massique dans le circuit secondaire (2)	126
IV.57	Cas 3 : Bilan massique dans le circuit secondaire (3)	127
IV.58	Cas 3 : Températures d'intérêt avant livraison d'énergie	127
IV.59	Cas 3 : Débits massiques dans l'échangeur HX2	127
IV.60	Cas 3 : Températures aux bornes de l'échangeur HX2	128
IV.61	Cas 3 : Débits massiques côté consommateur	128

IV.62	Cas 3 : Températures côté consommateur	128
IV.63	Cas 3 : Bilan des puissances dans la centrale	129
IV.64	Cas 4 : Evolution des angles d'inclinaison et d'incidence au cours du temps	130
IV.65	Cas 4 : Débits massiques dans le circuit primaire	131
IV.66	Cas 4 : Températures en entrée et en sortie du champ solaire	131
IV.67	Cas 4 : Températures dans la cuve, températures de charge et de retour	132
IV.68	Cas 4 : Bilan des puissances dans la centrale	132
V.1	Architecture de la centrale considérée : problème DO-L	136
V.2	DO-L : Courbe de charge du consommateur	143
V.3	DO-L : Conditions météorologiques	144
V.4	Méthode de collocation orthogonale appliquée au problème DO-L	144
V.5	Étude de sensibilité sur des variables de dimensionnement	146
V.6	Illustration de la contrainte C1	148
V.7	Références et initialisations des problèmes d'optimisation	149
V.8	Référence 21 : illustration du fonctionnement incohérent	151
V.9	Énergies et fraction solaire	153
V.10	Évolution des puissances captées, fournies et demandées	154
V.11	Condition météorologiques sur la période d'analyse sélectionnée	154
V.12	DO-L : Débits massiques dans le circuit primaire	154
V.13	DO-L : Températures en entrée et sortie du CS	154
V.14	DO-L : Débits massiques à l'échangeur HX1	155
V.15	DO-L : Températures aux bornes de l'échangeur HX1	155
V.16	DO-L : Température dans la cuve de stockage	155
V.17	DO-L : Débit de décharge et contraintes	156
V.18	DO-L : Débits massiques à l'échangeur HX2	156
V.19	DO-L : Températures aux bornes de l'échangeur HX2	156
V.20	DO-L : Répartition des débits côté consommateur	157
V.21	DO-L : Températures d'entrée et de sortie du courant consommateur	157
V.22	DO-L : Bilan des puissances pour la période sélectionnée	157
A.1	Étude de sensibilité sur des variables de dimensionnement	177
A.2	Données météorologiques. Journée 1 : 23/06 à Bordeaux.	180
A.3	Données météorologiques. Journée 2 : 25/03 à Bordeaux.	180
B.1	Données météorologiques	183

TABLE DES FIGURES

B.2	Évolution des variables du circuit primaire	184
B.3	Évolution des variables à l'échangeur HX1	184
B.4	Évolution des variables au stockage	184
B.5	Bilans massiques dans le circuit secondaire	184
B.6	Bilans massiques et énergie à la jonction J4	185
B.7	Évolution des variables à l'échangeur HX2	185
B.8	Évolution des variables côté consommateur	185
B.9	Bilan des puissances dans la centrale	185

Liste des tableaux

II.1	Caractérisation du problème formulé	38
II.2	État de l’art de l’optimisation appliquée aux CST	42
III.1	Comparaison énergétique des modèles mCS1a et mCS1b sur une journée	66
III.2	Avantages et inconvénients des échelles de temps utilisées pour la discrétisation	67
III.3	Comparaison énergétique des modèles mCS1a et mCS1b sur un mois	68
III.4	Comparaison énergétique des modèles mCS1a, mCS2 et mCS3 sur un mois	69
III.5	Nombre d’équations et temps de calcul associés aux trois modèles	69
III.6	Exemple de dimensionnement d’un échangeur et son fonctionnement au point de design	74
III.7	Validation CS 03/09/2019	78
III.8	Validation CS 31/08/2019	78
III.9	Indicateurs de performance - stockage - $N = 60$	79
III.10	Indicateurs de performance - stockage - $N = 10$	79
III.11	Indicateurs de performance - stockage - $N = 5$	79
III.12	Indicateurs de performance - HX - cas 1	81
III.13	Indicateurs de performance - HX - cas 2	81
III.14	Indicateurs de performance - HX - cas 3	81
IV.1	Dimensions, inclinaison et orientation du champ solaire	97
IV.2	Paramètres de dimensionnement des pompes centrifuges	98
IV.3	Paramètres de dimensionnement des échangeurs HX1 et HX2	98
IV.4	Résultats d’optimisation : cas 1	107
IV.5	Comparaison des résultats entre optimisation dynamique et contrôle standard	112
IV.6	Comparaison des résultats entre les cas 1 (tilté) et 2 (tracking max. standard)	121
IV.7	Comparaison des énergies captées entre les cas 2 et 3	124
IV.8	Comparaison des résultats entre les cas 1, 2 et 3	129
IV.9	Comparaison des résultats : cas 1 à 4	132

LISTE DES TABLEAUX

V.1	Définition des paramètres du modèle financier	142
V.2	Etude de l'influence de N_b et de V sur le LCOH	146
V.3	Résultat d'optimisation : problème DO-L (1)	150
V.4	Résultat d'optimisation : problème DO-L (2)	152

Liste des symboles

Abréviations

AIE	Agence Internationale de l'Énergie
BB	<i>Branch and Bound algorithm</i>
CAPEX	<i>CAPital EXpenditures</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CHP	Centrale à cogénération
CPC	<i>Compound Parabolic Concentrator</i>
CS	Champ Solaire
CSP	<i>Concentrated Solar Power</i>
CST	Centrale Solaire Thermique
DAE	Système d'équations algébro-différentielles
DG	<i>Double Glazing</i>
DO	<i>Dynamic Optimization</i>
DO-C	Problème d'optimisation dynamique à court terme
DO-L	Problème d'optimisation dynamique à long terme
DRTO	Optimisation dynamique en temps réel
DTLM	Différence de Température Moyenne Logarithmique
EDO	Équation Différentielle Ordinaire
EDP	Équation aux Dérivées Partielles
ETC	<i>Evacuated Tube Collector</i>
FPC	<i>Flat-Plate Collector</i>
GIEC	Groupe Intergouvernemental sur l'Évolution du Climat
GRG	Gradient Réduit Généralisé
HX	<i>Heat eXchanger</i>

LISTE DES SYMBOLES

IS	Impôts sur les sociétés
LCOE	<i>Levelized Cost Of Energy</i>
LCOH	<i>Levelized Cost Of Heat</i>
LFC	<i>Linear-Fresnel Collector</i>
LP	<i>Linear Programming</i>
MAE	<i>Mean Absolute Error</i>
MAPE	<i>Mean Absolute Percentage Error</i>
MCP	Matériau à changement de phase
MIDO	<i>Mixed-Integer Dynamic Optimization</i>
MILP	<i>Mixed-Integer Linear Programming</i>
MINLP	<i>Mixed-Integer Non-Linear Programming</i>
MPC	<i>Model-based Predictive Control</i>
NLP	Non-Linear Programming
NPV	<i>Net Present Value</i>
NUT	Nombre d'unités de transfert
OPEX	<i>Operational EXpenditures</i>
P&ID	<i>Piping and Instrumentation Diagram</i>
PAC	Pompe à chaleur
PHEX	<i>Plate Heat EXchanger</i>
PID	<i>Proportional-Integral-Derivative controller</i>
PTC	<i>Parabolic Trough Collector</i>
PV	PhotoVoltaïque
ROPA	<i>Real-time Optimization with Parameter Adaptation</i>
RTO	<i>Real-Time Optimization</i>
SG	<i>Single Glazing</i>
SQP	<i>Successive Quadratic Programming</i>
TES	<i>Thermal Energy Storage</i>
TRI	Taux de rentabilité interne
V3V	Vanne 3 voies

Symboles grecs

α	Absorptivité d'un matériau	-
α_d	Diffusivité du fluide de stockage	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
β	Angle d'inclinaison des collecteurs	$^\circ$
β_c	Angle de corrugation	$^\circ$
β_{max}	Angle d'inclinaison maximale des collecteurs en tracking	$^\circ$
γ	Coefficient de pénalisation	-
ΔP	Perte de charge	Pa
Δx	Pas d'espace - Épaisseur d'une strate	m
δ	Azimut des collecteurs	$^\circ$
ϵ_{rugo}	Rugosité des canalisations	m
ϵ_{HX}	Efficacité de l'échangeur à plaques	-
$\eta_{0,b}$	Rendement optique d'un collecteur	-
η_{em}	Rendement électrique et mécanique de la pompe	-
η_h	Rendement hydraulique de la pompe	-
η_{sh}	Fraction surfacique de CS non soumis à une ombre portée	-
θ	Angle d'incidence des rayons solaires par rapport à la normale du capteur	$^\circ$
θ_L	Angle d'incidence longitudinale	$^\circ$
θ_T	Angle d'incidence transversal	$^\circ$
λ	Conductivité thermique	$\text{W}.\text{m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
μ	Viscosité dynamique du fluide considéré	$\text{kg}.\text{m}^{-1}.\text{s}^{-1}$
μ_w	Viscosité dynamique à la surface de contact	$\text{kg}.\text{m}^{-1}.\text{s}^{-1}$
ρ	Masse volumique	$\text{kg}.\text{m}^{-3}$
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	$\text{W}.\text{m}^{-2}.\text{K}^{-4}$
τ	Transmittivité d'un matériau	-
Φ	Facteur d'élargissement des plaques d'échangeur	-
ϕ_{INV}	Pénalisation des inversions de température dans le stockage	€
ϕ_{Tmax}	Pénalisation des températures supérieures à 95°C	€
ϕ_{VAR}	Pénalisation de la variation des débits massiques	€

LISTE DES SYMBOLES

ω	Coefficient de dépréciation	-
Symboles latins		
A	Surface d'échange d'un échangeur	m^2
A_g	Surface brute d'un collecteur	m^2
a_1	Coefficient de pertes thermiques à $T_m = T_{amb}$, modèle stationnaire	$W.m^{-2}.K^{-1}$
a_2	Dépendance à la température du coefficient a_1	$W.m^{-2}.K^{-2}$
a_c	Angle solide de la région circumsolaire pondéré par son incidence moyenne sur un capteur incliné	sr
a_L	Albédo du sol	-
a_z	Azimut solaire	°
b	Largeur moyenne d'écoulement entre 2 plaques d'échangeur	m
b_c	Angle solide de la région circumsolaire pondéré par son incidence moyenne sur un capteur horizontal	sr
C_p	Capacité thermique massique de l'eau	$J.m^{-1}.K^{-1}$
$C_{p,g}$	Capacité thermique massique de l'eau glycolée à 30%	$J.m^{-1}.K^{-1}$
c_1	Coefficient de pertes thermiques à $T_m = T_{amb}$, modèle quasi-dynamique	$W.m^{-2}.K^{-1}$
c_2	Dépendance à la température du coefficient c_1	$W.m^{-2}.K^{-2}$
c_3	Dépendance au vent du coefficient c_1	$J.m^{-3}.K^{-1}$
c_4	Dépendance à la température du ciel du coefficient c_1	-
c_5	Capacité thermique effective	$J.m^{-2}.K^{-1}$
c_6	Dépendance au vent du rendement optique	$s.m^{-1}$
c_7	Dépendance au vent des échanges infrarouges	$W.m^{-2}.K^{-4}$
c_8	Pertes par rayonnement	$W.m^{-2}.K^{-4}$
Demande	Puissance demandée par la consommateur	W
D_h	Diamètre hydraulique	m
D_i	Division de courant	-
D_{int}	Diamètre interne des canalisations principales	m
DNI	Irradiation directe normale au collecteur	$W.m^{-2}$
D_{st}	Diamètre de la cuve de stockage	m

d_p	Distance inter-plaques	m
E_{elec}	Énergie électrique consommée	J - MWh
$E_{fournie}$	Énergie fournie au consommateur par la CST	J - MWh
E_{HX1}	Énergie transférée au travers d'un échangeur	J - MWh
E_L	Irradiation des grandes longueurs d'onde	W.m ⁻²
$E_{p_{iso}}$	Épaisseur d'isolation	m
E_{p_m}	Épaisseur métallique de la cuve	m
$E_{stock}(t)$	Énergie stockée dans la cuve à l'instant t	J - MWh
e_p	Épaisseur d'une plaque d'échangeur	m
F	Facteur de correction d'un échangeur	-
F'	Efficacité de l'absorbeur	-
F_1	Coefficient de luminosité circumsolaire	-
F_2	Coefficient de luminosité à l'horizon	-
FO	Fonction objectif réelle (bénéfices)	€
f	Coefficient de perte de charge de Darcy	-
G	Irradiation globale dans le plan des capteurs	W.m ⁻²
G_b	Irradiation directe dans le plan des capteurs	W.m ⁻²
G_{bh}	Irradiation directe dans le plan horizontal	W.m ⁻²
G_d	Irradiation diffuse dans le plan des capteurs	W.m ⁻²
G_{dh}	Irradiation diffuse dans le plan horizontal	W.m ⁻²
G_{ex}	Rayonnement solaire extra-terrestre	W.m ⁻²
GHI	Irradiation globale dans le plan horizontal	W.m ⁻²
gap_X	Distance inter-boucle	m
gap_Y	Distance inter-capteur	m
H_{st}	Hauteur de la cuve de stockage	m
h_c	Coefficient de convection côté chaud de l'échangeur	W.m ⁻² .K ⁻¹
h_f	Coefficient de convection côté froid de l'échangeur	W.m ⁻² .K ⁻¹
h_{lat}	Coefficient de convection sur la paroi latérale de cuve	W.m ⁻² .K ⁻¹
h_s	Élévation solaire	°
h_{top}	Coefficient de convection en tête de cuve	W.m ⁻² .K ⁻¹

LISTE DES SYMBOLES

J	Fonction objectif numérique	-
J_i	Jonction de courant	-
$K_b(\theta)$	Facteur d'angle d'incidence pour le rayonnement direct	-
K_{bL}	Facteur d'angle d'incidence longitudinal	-
K_{bT}	Facteur d'angle d'incidence transversal	-
K_d	Facteur d'angle d'incidence pour le rayonnement diffus	-
L_i	Canalisation i et sa longueur associée	m
L_{MB}	Liaison boucle-manifold	m
L_p	Longueur des plaques d'échangeur	m
\dot{m}	Débit massique	kg.s ⁻¹
\dot{m}_B	Débit massique dans chaque boucle	kg.s ⁻¹
\dot{m}_{cs}	Débit total dans le CS	kg.s ⁻¹
$\dot{m}_{int(i)}$	Débit dans le manifold du CS entre les boucles i et $i+1$	kg.s ⁻¹
$\dot{m}_{inv(i)}$	Débit d'inversion entre les strates i et $i+1$ de la cuve	kg.s ⁻¹
\dot{m}_{ip}	Débit inter-plaques	kg.s ⁻¹
$\dot{m}_{max,i}$	Débit maximal généré par la pompe P_i	kg.s ⁻¹
\dot{m}_{pr}	Débit total du courant consommateur	kg.s ⁻¹
\dot{m}_{q1}	Débit de décharge du stockage	kg.s ⁻¹
\dot{m}_{s1}	Débit de charge du stockage	kg.s ⁻¹
N	Nombre de strates du modèle de cuve	-
N_b	Nombre de boucles dans le CS	-
N_c	Nombre de points de collocation par élément	-
N_e	Nombre d'éléments temporels	-
N_p	Nombre de capteurs par boucle	-
$N_{p,c}$	Nombre de passes côté chaud au sein d'un PHEX	-
$N_{p,f}$	Nombre de passes côté froid au sein d'un PHEX	-
Nu	Nombre de Nusselt	-
n	Nombre de plaques utiles d'un PHEX	-
P	Périmètre circulaire de la cuve de stockage	m
P_{elec}	Puissance électrique appelée par les pompes	W

P_{hydrau}	Puissance hydraulique maximale	W
P_i	Pompe centrifuge	-
Pr	Nombre de Prandtl	-
P_{track}	Puissance électrique appelée par le système de tracking solaire	W
\dot{Q}_{charge}	Puissance de charge du stockage	W
$\dot{Q}_{decharge}$	Puissance de décharge du stockage	W
\dot{Q}_{HX}	Puissance échangée au travers d'un échangeur	W
\dot{Q}_{sol}	Puissance transmise au fluide caloporteur au sein d'un FPC	W
R	Ratio des débits calorifiques	-
Re	Nombre de Reynolds	-
$R_{encr,c}$	Résistance d'encrassement côté chaud de l'échangeur	$K.m^2.W^{-1}$
$R_{encr,f}$	Résistance d'encrassement côté froid de l'échangeur	$K.m^2.W^{-1}$
R_{th}	Résistance thermique	$K.W^{-1}$
S	Section transversale de la cuve de stockage	m^2
S_0	Surface plane des plaques d'échangeur	m^2
S_{CS}	Surface brute totale du CS	m^2
S_i	Surface d'échange de la strate i avec l'ambient	m^2
S_p	Surface effective des plaques d'échangeur	m^2
T_{amb}	Température ambiante	K
T_{ce}	Température en entrée d'échangeur côté chaud	K
T_{cible}	Température maximale autorisée pour le préchauffage du courant consommateur	K
$T_{C,in}$	Température en entrée de capteur	K
T_{cs}	Température en sortie d'échangeur côté chaud	K
T_{CSe}	Température en entrée de CS	K
T_{CSs}	Température en sortie de CS	K
$T_{C,out}$	Température en sortie de capteur	K
$T_{diff(i)}$	Valeur de l'inversion de température entre les strates i et i+1	K
T_{fe}	Température en entrée d'échangeur côté froid	K
T_{fs}	Température en sortie d'échangeur côté froid	K
T_m	Température moyenne au sein du capteur	K

LISTE DES SYMBOLES

T_{pe}	Température du courant consommateur en amont du préchauffage	K
T_{ps}	Température du courant consommateur en aval du préchauffage	K
T_R	Température de retour en pied de la cuve de stockage	K
$T_{s(i)}$	Température de la strate i dans la cuve de stockage	K
T_{sol}	Température de charge en tête de la cuve de stockage	K
t_0	Instant initial de l'horizon de temps	s
t_f	Instant final de l'horizon de temps	s
U	Coefficient global d'échange	$W.m^{-2}.K^{-1}$
U_i	Coefficient de pertes thermiques de la strate i de la cuve	$W.m^{-2}.K^{-1}$
U_s	Coefficient global de pertes thermiques de la cuve	$W.m^{-2}.K^{-1}$
u	Vitesse du vent	$m.s^{-1}$
V	Volume de la cuve de stockage	m^3
v	Vitesse d'écoulement	$m.s^{-1}$
W_p	Largeur des plaques d'échangeur	m

Chapitre I

Introduction

Sommaire

I.1	Contexte énergétique	1
I.2	NEWHEAT et ses activités	6
I.3	Objectifs de la thèse	8

I.1 Contexte énergétique

I.1.1 Contexte climatique mondial

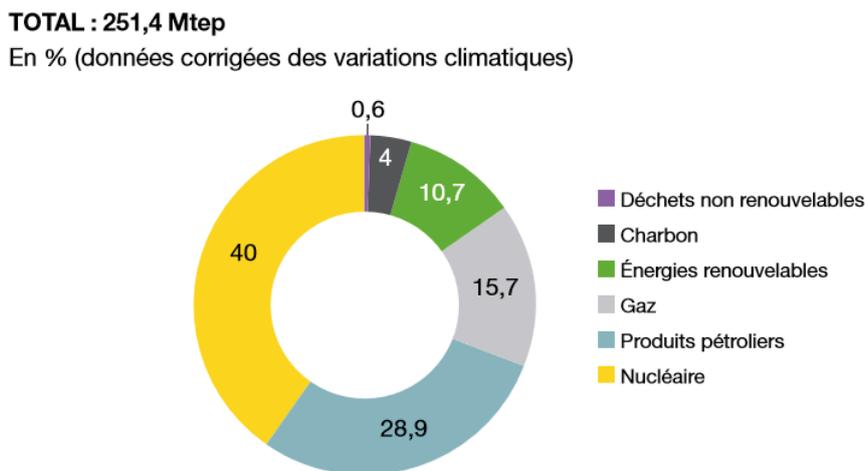
Le réchauffement climatique mondial mesuré par le Groupe d’experts Intergouvernemental sur l’Évolution du Climat (GIEC) depuis les années 1950 est causé de manière “extrêmement probable” par l’augmentation des gaz à effet de serre anthropiques selon le rapport du GIEC de 2014 [1]. Des réchauffements de 4 à 5°C pourraient même être atteints d’ici la fin du siècle. Ce réchauffement climatique est aujourd’hui reconnu par une grande majorité de pays. En témoignent les conventions, protocoles et accords internationaux qui se succèdent depuis les années 1980. Entré en vigueur en 1989, le Protocole de Montréal reconnaît les risques que fait porter l’activité humaine sur la couche d’ozone (qui protège les êtres vivants et les écosystèmes en absorbant une grande partie du rayonnement solaire ultraviolet, limitant notamment le réchauffement climatique) et tend à éliminer complètement les substances la réduisant [2]. En 1992, la Convention-cadre des Nations Unies sur les changements climatiques vise, pour les pays signataires, à stabiliser la concentration des gaz à effet de serre dans l’atmosphère “à un niveau qui empêche toute perturbation anthropique dangereuse du climat” [3]. Les pays signataires de cette convention adopte par la suite, en 1998, le Protocole de Kyoto qui fixe des objectifs de réduction des émissions de gaz à effet de serre et doit promouvoir le développement durable au sein de l’économie nationale de chacun [4]. Plus récemment, l’Accord de Paris de 2015 tend à limiter l’élévation de la température moyenne de la Terre “nettement en-dessous de 2°C par rapport aux niveaux pré-industriels”, à diminuer progressivement les investissements pour les énergies fossiles et à atteindre la neutralité carbone [5]. Enfin, un

Accord mondial pour l'élimination des hydrofluorocarbures a été signé à Kigali en 2016 afin d'éliminer progressivement ces gaz à fort pouvoir réchauffant.

Ainsi, les rapports scientifiques et les accords internationaux convergent vers l'idée d'une réduction massive des émissions de gaz à effet de serre et en particulier du dioxyde de carbone par une diminution de l'utilisation des énergies fossiles. Cependant, l'approvisionnement mondial en énergie primaire est largement dominé par celles-ci, à hauteur de 81% [6]. Le secteur de l'énergie se doit donc d'évoluer vers un mix énergétique beaucoup plus varié en termes de sources d'énergie et de technologies.

I.1.2 Contexte énergétique français

En 2018, en France, la consommation d'énergie primaire (251 Mtep) est quasiment deux fois plus grande que la production d'énergie primaire (138 Mtep). Le déploiement et la mise en place du programme nucléaire français au cours de la seconde moitié du XX^e siècle a entraîné un fort déclin de la production française d'énergies fossiles et finalement l'arrêt des filières charbon et gaz naturel. En effet, en 2018, la production d'énergie primaire est assurée à 78.5 % par le nucléaire et à 20.7 % par les énergies renouvelables [6]. Cependant, en tenant compte des importations/exportations, les énergies fossiles représentent finalement un fort pourcentage (48.6 %) de la consommation d'énergie primaire comme le montre la figure I.1.



Source : SDES, d'après les sources par énergie

FIGURE I.1 – Consommation d'énergie primaire par type d'énergie en France en 2017 [7]

La répartition de la consommation finale d'énergie s'effectue entre les secteurs des transports (32 %), résidentiels (29 %), industriels (19 %), tertiaires (17 %) et agricole-pêche (3 %). Le secteur des transports étant particulièrement dépendant énergétiquement des produits pétroliers, c'est dans les secteurs résidentiels, industriels et tertiaires que les énergies renouvelables sont les plus à même de venir remplacer progressivement les énergies fossiles. En 2017, les énergies renouvelables représentaient respectivement 22 %, 6 % et 4 % de la consommation finale d'énergie de ces secteurs [6]. Cependant, cette transition énergétique accuse un retard par rapport aux objectifs fixés par le Plan National d'Action. En effet, la part des énergies renouvelables dans la consommation finale brute d'énergie était de 16.3 % en 2017 pour un

objectif de 19.5 % [7]. De plus, de fortes disparités peuvent être constatées dans l'évolution des différentes énergies renouvelables. Par exemple, les objectifs de 2020 prévoient une part plus importante de solaire thermique (927 ktep) que de solaire photovoltaïque (592 ktep) [7]. Pourtant, sur la figure I.2, on constate que le solaire photovoltaïque a déjà dépassé ses objectifs de 2020 et que le solaire thermique est la source d'énergie renouvelable la plus en retard sur ses objectifs : 172 ktep consommés en 2017 pour une trajectoire prévue à 650 ktep, soit seulement 19% des objectifs 2020 (927 ktep). Ainsi, en 2017, la part du solaire thermique n'est que de 1.2 % dans la consommation primaire d'énergies renouvelables (hors biocarburants) pour la production de chaleur (estimée à 14.2 Mtep) contre 78.9 % pour le bois et 16.7 % pour les pompes à chaleur (PAC) [7].

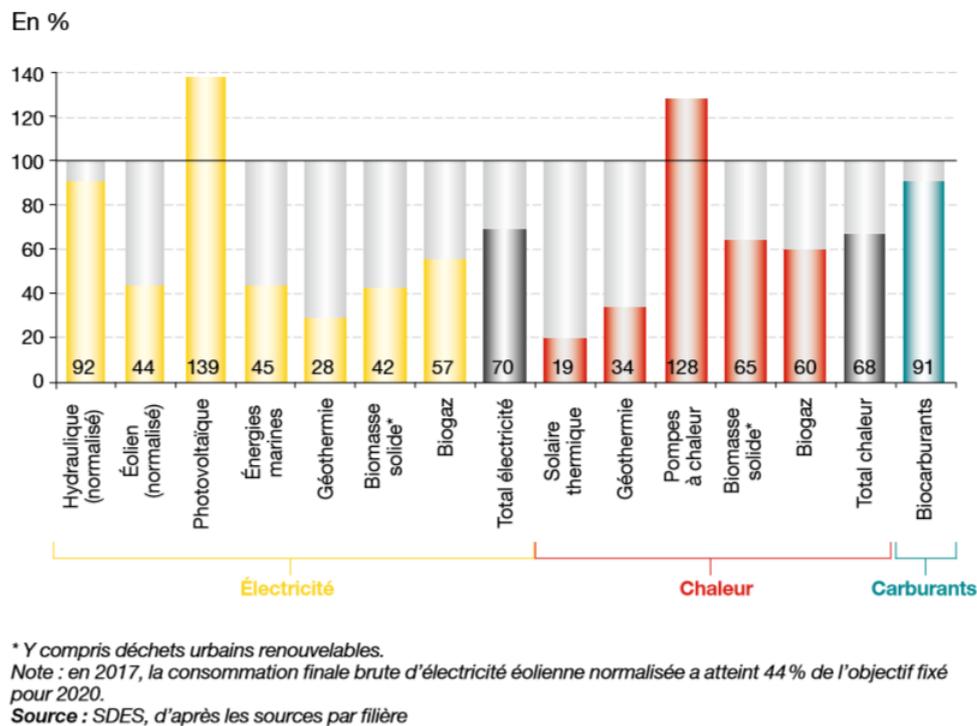


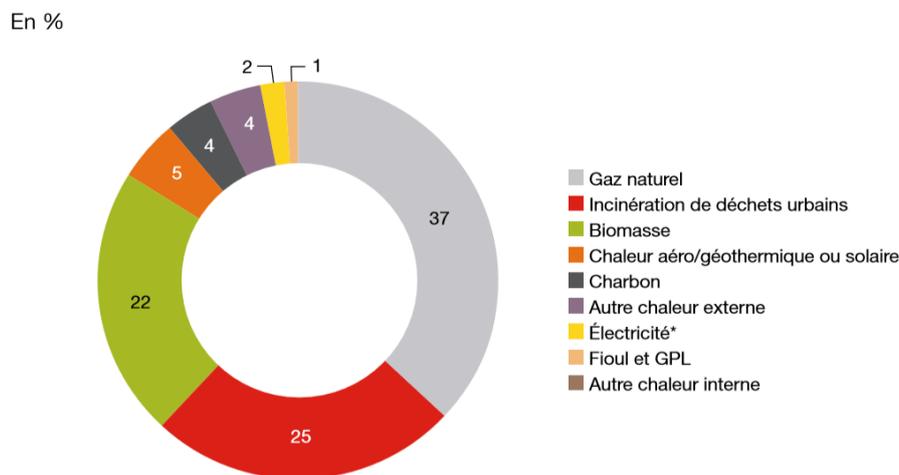
FIGURE I.2 – Consommation finale brute d'énergies renouvelables, part des objectifs 2020 réalisée en 2017 (%) par filière [7]

Comme évoqué précédemment, la consommation finale d'énergies fossiles est encore relativement importante dans les secteurs résidentiels, industriels et tertiaires et d'autant plus importante si l'on considère uniquement la production de chaleur. Cela témoigne du fort potentiel qu'ont les énergies renouvelables et notamment le solaire thermique au sein de ces secteurs mais également des efforts à effectuer pour progressivement diminuer la consommation d'énergies fossiles et finalement les émissions de dioxyde de carbone.

I.1.3 Le potentiel du solaire thermique et ses applications

Le solaire thermique désigne l'énergie transmise sous forme de chaleur à un fluide caloporteur à partir du rayonnement solaire. Il existe différents types de technologies permettant de convertir ce rayonnement solaire en chaleur, et ce, à différents niveaux de température.

Cette chaleur peut ensuite être mise à disposition de différentes applications. Son utilisation la plus répandue est la production d'eau chaude sanitaire qui correspond à des bas niveaux de températures (40-70°C). Le chauffage résidentiel et/ou de bâtiments publics est également concerné mais à des températures allant jusqu'à 90°C. D'autre part, l'énergie solaire thermique peut aussi servir au fonctionnement des machines frigorifiques en tant que source chaude et donc par extension aux réseaux de froids urbains. Les réseaux de chaleur et de froid urbains sont donc des utilisateurs potentiels de cette ressource. Cependant, en France, l'utilisation du solaire thermique est pour l'instant quasiment limitée à des chauffe-eau solaires individuels de faible surface contrairement à d'autres pays européens comme les pays scandinaves et notamment le Danemark où le chauffage urbain (via un réseau de chaleur) est historiquement dominant [8] et pour lequel plus de 1.5 millions de mètres carrés de capteurs solaires thermiques ont déjà été installés, soit plus de 1 GW, contre seulement 40000 mètres carrés en France dédiés au solaire thermique collectif.



* Comprend la consommation des chaudières électriques et la consommation annexe des auxiliaires.
 Note : hors proportion de combustibles utilisée pour la production d'électricité lorsque le réseau de chaleur utilise un procédé de cogénération.
 Champ : France entière (y compris DOM).
 Source : SDES, enquête annuelle sur les réseaux de chaleur et de froid

FIGURE I.3 – Bouquet énergétique des réseaux de chaleur français en 2017 [6]

Les réseaux de chaleurs urbains français utilisent, comme le montre la figure I.3, plus de 50% d'énergies renouvelables et de récupération parmi lesquelles les unités de valorisation énergétique et la biomasse sont les plus importantes [9]. Cependant, il est étonnant de voir que la part du solaire thermique dans ce mix énergétique soit aussi faible. Les difficultés d'intégration du solaire thermique aux réseaux de chaleur urbains ont plusieurs causes [10] :

- La chaleur de cogénération et des unités de valorisation énergétique très compétitives couvrent déjà une grande partie du marché.
- En zone urbaine, il est difficile de trouver des sites disposant de suffisamment d'espace pour accueillir une grande centrale. De plus, la sécurité des centrales est difficile à assurer.
- Les acteurs compétents sont peu nombreux.

- Les coûts d’investissement sont importants et les subventions insuffisantes.

De plus, il faut aussi souligner que les réseaux de chaleur utilisant le solaire thermique sont dimensionnés de façon à couvrir le totalité de la demande en été ce qui représente généralement une fraction solaire annuelle de 15 à 20%. Cela explique le fait que la part de solaire thermique dans le mix énergétique Danois soit finalement assez faible (0.7% en 2015) [11]. Cependant, le développement global du solaire thermique efface peu à peu ces difficultés, qu’elles soient techniques ou administratives, et tout laisse à penser que la ressource solaire a un bel avenir dans le mix énergétique des réseaux de chaleur urbains. Cela est d’autant plus vrai en France car, depuis plusieurs années maintenant, le Fonds Chaleur, géré par l’ADEME (agence française de l’environnement de la maîtrise de l’énergie), attribue entre 50 et 60% de subventions sur des projets de grandes installations solaires thermiques, rendant ainsi la chaleur solaire plus compétitive que les énergies fossiles.

Par ailleurs, l’industrie française est également un utilisateur à fort potentiel pour le solaire thermique. En effet, sa consommation finale d’énergie s’élève à 26.7 Mtep, soit neuf à dix fois plus que celle des réseaux de chaleurs urbains (2.9 Mtep). De plus, les énergies fossiles représentent 50% de cette énergie consommée par l’industrie et jusqu’à 81% si on met de côté l’électricité [6]. Ainsi, de nombreuses applications sont possibles à des niveaux de températures très variés. Certains auteurs ont réalisé une liste non-exhaustive des applications possibles en les classant par température de travail [12, 13]. On retrouve notamment, à basses (50-100°C) et moyennes températures (100-200°C), le préchauffage d’eau de chaudière et le chauffage de bâtiments ainsi que des procédés plus spécifiques tels que la pasteurisation, le séchage, la déshydratation, la stérilisation pour les industries agroalimentaires (lait, conserves, malterie), du textile, du papier, etc. A hautes températures ($> 200^\circ\text{C}$), on trouve notamment le préchauffage de courants vapeur et des procédés chimiques (savons, plastiques) ou de fabrication des métaux et de céramiques. Cependant, malgré une grande diversité d’applications, la chaleur solaire n’est que très peu valorisée dans le secteur industriel. Plusieurs raisons peuvent expliquer cela. D’une part, cela peut représenter des investissements initiaux lourds à porter pour une entreprise et d’autant plus lorsque les subventions sont faibles. D’autre part, les investisseurs ne considèrent que trop peu souvent une vision à long terme pour laquelle la chaleur solaire peut devenir plus compétitive, sur la durée de vie du système, que les énergies fossiles en tenant compte de l’inflation du coût de celles-ci sur la même durée. Enfin, il arrive que les acteurs industriels bénéficient de tarifs préférentiels pour l’achat d’énergie ce qui peut compliquer la tâche de la chaleur solaire pour se démarquer [14]. Le solaire thermique a pourtant un avenir prometteur, notamment en France, et ce pour différentes raisons :

- Les technologies sont matures car testées et améliorées en continu depuis les années 1970.
- Les subventions récentes accordées par l’ADEME sont importantes, rendant ainsi la chaleur solaire compétitive vis-à-vis des énergies fossiles.
- L’évolution de la fiscalité carbone et du tarif des énergie fossiles, sur le long terme, sera inévitablement à la hausse pour tenir les objectifs nationaux et internationaux visant à limiter le réchauffement climatique.

I.2 NEWHEAT et ses activités

La société NEWHEAT s’est fixé pour mission de concevoir, financer, construire et exploiter des moyens de production de chaleur solaire à destination des procédés industriels et des réseaux de chaleur urbains. La figure I.4 reprend en détail l’activité de l’entreprise. Son développement s’inscrit parfaitement dans le Plan National d’Action pour atteindre les objectifs 2020 concernant le solaire thermique.

Chaque procédé industriel a une demande en énergie thermique qui lui est propre et qui est susceptible d’évoluer dans le temps. Lorsqu’une intégration énergétique est possible sur le site de production, cette énergie peut être apportée par la chaleur fatale d’un autre courant mais elle est le plus souvent fournie à l’aide d’une chaudière classique utilisant une énergie fossile. C’est là que le solaire thermique peut venir atténuer cette lourde consommation d’énergies fossiles. Le solaire thermique appliqué aux procédés industriels est aujourd’hui peu développé en France mais il présente l’avantage de permettre à l’industriel de réduire ses émissions polluantes ainsi que sa facture énergétique. De plus, cela permettrait aux sites industriels équipés de ne plus dépendre exclusivement de l’approvisionnement en énergies fossiles et les sécuriserait vis-à-vis des incertitudes du contexte énergétique mondial et des évolutions attendues de la fiscalité carbone. En effet, l’une des principales difficultés rencontrées dans le cadre d’un projet de centrale solaires thermique est son coût d’investissement. NEWHEAT, pouvant porter jusqu’à 100% des coûts d’étude, d’investissement et d’exploitation, propose une fourniture de chaleur solaire compétitive qui a l’avantage d’éviter à un grand consommateur ces investissements lourds et permet de diminuer, stabiliser et sécuriser ses coûts énergétiques sur le long terme.

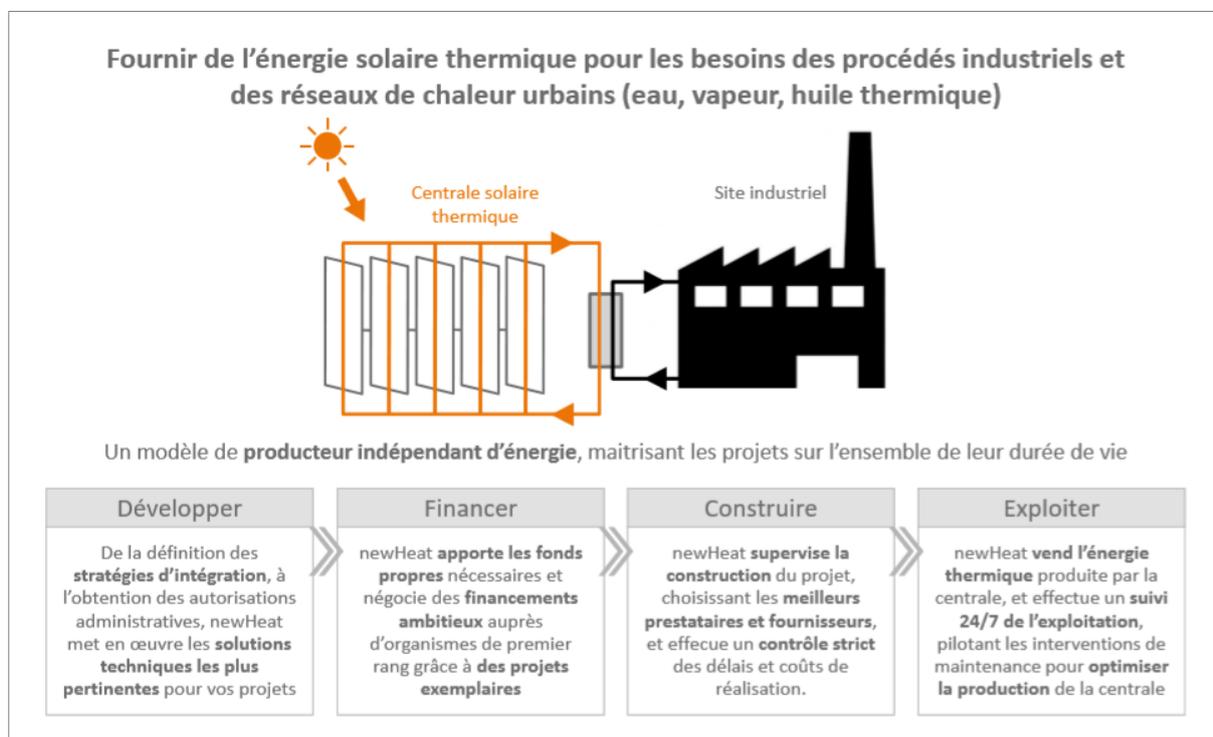


FIGURE I.4 – NEWHEAT, un producteur intégré de chaleur solaire

Projet CONDAT (Condat-sur-Vézère, 24)




Mise en service effectuée en janvier 2019

- › Puissance du projet : **3,4 MW_{th}**
- › Surface de capteurs solaires: **4 210 m²**
- › Emprise totale au sol : **1,4 ha**
- › Volume cuve de stockage : **700 m³**
- › Energie fournie : **~3900 MWh/an**
- › Couverture solaire du besoin ciblé : **35%**
- › Projet soutenu par l'ADEME (AAP ST 2017)







La plus grande centrale solaire thermique de France
La première utilisant des trackers au niveau mondial

FIGURE I.5 – Le premier projet industriel de NEWHEAT

Il faut également souligner que, dans les zones ensoleillées, l'énergie solaire thermique est dès aujourd'hui 10 à 30% moins chère que les énergies fossiles. Cependant, l'intermittence de la ressource solaire ne permet pas à ces installations de fonctionner seules et un appoint conventionnel de chaleur est toujours nécessaire. Par ailleurs, une des innovations portée actuellement par NEWHEAT consiste à utiliser des trackers solaires pour orienter les capteurs plans de manière dynamique en fonction de la position du Soleil dans le ciel afin d'augmenter la production de chaleur mais également de répondre à des problèmes de surchauffe. La figure I.5 reprend les points essentiels du premier projet industriel de l'entreprise : une centrale solaire thermique (CST) avec trackers solaires fournissant environ 3900 MWh de chaleur solaire par an au premier site de production de papier couché en France, la papèterie Condat. Elle constitue la plus grande CST en France en 2019 et la première installation solaire thermique basse température dans le monde à utiliser des trackers. Ainsi, pour chaque site de production qui souhaite cette transition énergétique, NEWHEAT prend en charge l'ensemble des études et des travaux nécessaires à la réalisation d'une centrale de production de chaleur solaire. La jeune entreprise souhaite dans un premier temps mettre en place un programme de Recherche et Développement dans le but d'améliorer l'éco-efficacité de ces systèmes de production de chaleur. Cette thèse s'inscrit dans ce programme R&D.

I.3 Objectifs de la thèse

Afin de pouvoir proposer des tarifs toujours plus compétitifs, NEWHEAT a besoin de concevoir une CST adaptée aux besoins énergétiques du client industriel et de prédire de manière précise la production de chaleur solaire qui sera effectivement livrée au consommateur. Pour cela, l'objectif de ce projet de thèse est de développer deux outils d'optimisation. De plus en plus de problèmes d'ingénierie font aujourd'hui appel à l'optimisation dynamique afin de déterminer la structure, le design ou les conditions de fonctionnement optimales permettant de minimiser des coûts d'investissement ou de maximiser les performances d'un procédé ou son profit.

Cependant, la variabilité de la ressource solaire rend son utilisation moins simple que pour les ressources fossiles pour lesquelles un système d'asservissement peut lier le débit de combustible à la demande par exemple. Dans le cas de la ressource solaire, il s'agit de prendre en compte non seulement la variation de la demande du site industriel mais également le cycle solaire et la variation d'ensoleillement au cours de la journée (en fonction de l'heure, de la saison, de la présence de nuages, etc). L'utilisation de trackers solaires, innovation portée par NEWHEAT, peut permettre de répondre en partie à ce problème dans les régions où il serait économiquement viable d'utiliser un tel système. Cependant, les réglages classiques de ces trackers peuvent ne pas convenir au site de production industriel. En effet, le principe des trackers solaires repose soit sur un mécanisme d'horlogerie (l'orientation optimale est connue en fonction de la date et de l'heure) soit sur un mécanisme d'asservissement permettant de maximiser l'énergie captée. Pour un site industriel où des variations importantes de demande peuvent se produire, ce type de fonctionnement des trackers solaires peut conduire à des surchauffes dans les cas où la demande en chaleur chute. Une réponse possible à ce problème serait de laisser la possibilité au tracker de défocaliser les capteurs lorsqu'une température maximale est atteinte ou dépassée. Il sera donc intéressant d'analyser les capacités de ce système innovant pour le solaire thermique à basse température dans le cas d'un problème d'optimisation.

Les deux outils d'optimisation développés devront être capables de représenter le comportement dynamique d'une CST soumise à la variabilité de la demande et à celle de la ressource solaire. Le premier outil réalisera une optimisation dynamique qui déterminera le dimensionnement optimal de la centrale (surface du champ solaire, volume de stockage, taille des échangeurs de chaleur) ainsi que les trajectoires optimales des variables de fonctionnement (débits, températures, position du tracker, etc) qui minimisent/maximisent une fonction objectif pouvant être, par exemple, les bénéfices réalisés par l'industriel ou la part de la chaleur solaire utilisée dans son mix énergétique. Afin de prendre en compte l'influence des saisons sur la météo et la courbe de charge, cette optimisation sera réalisée dans l'idéal sur un horizon temporel d'une année. Un second outil permettra d'exploiter le dimensionnement optimal de la centrale issu du premier outil et d'optimiser le fonctionnement de la centrale sur une période plus courte (1 jour - 1 semaine) en répondant notamment à des problèmes de surchauffe par l'utilisation de trackers solaires. A l'heure actuelle, à notre connaissance, il n'existe aucun outil permettant ces deux types d'optimisation.

Le véritable défi scientifique est de formuler et résoudre le problème d'optimisation dyna-

mique. Les moyens à notre disposition (stockage, ajustement du débit de fluide caloporteur, défocalisation du tracker, etc) devront suivre une évolution temporelle telle, que le système global, soumis à des perturbations de la charge et de la ressource solaire, sera toujours à son point de fonctionnement optimal. L'utilisation de cette technique d'optimisation dynamique pour l'étude de ce type de système constitue en elle-même une nouveauté car les études portant sur les centrales solaires thermiques concernent généralement uniquement l'optimisation de leur design en se basant sur des règles de pilotage "classiques". L'optimisation dynamique offre donc la possibilité de calculer une trajectoire optimale des variables de fonctionnement du système et les valeurs des variables de design de la centrale ce qui inclut donc des considérations qui vont au-delà de ce qui peut être fait en contrôle classique. Les travaux menant à la réalisation de ces deux outils d'optimisation est présenté dans ce manuscrit. La méthodologie utilisée, les choix réalisés et les résultats obtenus sont décrits dans les chapitres suivants.

Le chapitre II présente un état de l'art concernant les centrales solaires thermiques. Il commence par décrire l'architecture générale de ce type de centrale et détaille les différents éléments qui la composent (champ solaire, échangeur, stockage). Puis, il passe en revue les modèles les plus utilisés dans la littérature pour représenter physiquement le comportement de ces différents éléments. Une étude bibliographique sur la simulation et le contrôle des CST est ensuite réalisée. Enfin, les dernières parties de ce chapitre seront dédiées à l'optimisation, aux méthodes pour résoudre un problème d'optimisation, aux exemples de la littérature sur l'optimisation des CST et aux outils logiciels utilisés pour résoudre ce type de problème.

Le chapitre III est dédié à la modélisation, la simulation et la validation expérimentale des modèles principaux que nous avons choisi d'utiliser pour représenter notre CST. Il commence par présenter l'ensemble des modèles utilisés ainsi que les hypothèses effectuées. Puis, il décrit la méthode utilisée pour transformer un problème algèbro-différentiel en problème purement algébrique. Des analyses de sensibilité réalisées par simulation dynamique permettent ensuite d'évaluer l'influence de certains paramètres de ces modèles. Des données expérimentales issues de la CST de Condat-sur-Vézère nous permettent également d'évaluer la précision des modèles utilisés. Enfin, la simulation dynamique d'une CST entière est effectuée grâce à une méthode d'initialisation et de convergence particulière.

Le chapitre IV présente les résultats obtenus dans le cas d'une optimisation dynamique du fonctionnement d'une CST à court terme. Il commence par formuler le problème d'optimisation et définir le cas d'étude. Puis, il présente les résultats obtenus dans des cas où l'inclinaison des capteurs du champ solaire est paramétrée (inclinaison fixe ou tracking paramétré pour la captation maximale d'énergie). Enfin, il détaille les résultats obtenus pour des cas où l'inclinaison des capteurs est une variable d'optimisation et permet ainsi la modulation de puissance et la gestion des surchauffes.

Le chapitre V se concentre sur l'optimisation dynamique simultanée du dimensionnement et du fonctionnement d'une CST à long terme. Dans un premier temps, il formule le problème d'optimisation et définit le cas d'étude. Puis, il détaille les résultats d'une analyse de sensibilité sur le dimensionnement de la centrale. Enfin, il présente la démarche adoptée pour la résolution de ce problème, les difficultés rencontrées et les résultats obtenus.

Chapitre II

État de l'art

Sommaire

II.1	Les centrales solaires thermiques (CST) : architecture et technologies . . .	11
II.2	Modélisation d'une CST	21
II.3	Simulation et contrôle des CST	30
II.4	Méthodes d'optimisation	33
II.5	Outils logiciels	43

Dans ce chapitre, nous présentons l'état de l'art des centrales solaires thermiques (CST) et plus particulièrement la modélisation, la simulation et les méthodes d'optimisation appliquées à des CST travaillant à basse température pour la fourniture de chaleur solaire sous forme d'eau chaude.

II.1 Les centrales solaires thermiques (CST) : architecture et technologies

II.1.1 Des technologies adaptées aux besoins

Toute centrale solaire thermique repose sur une technologie de captation solaire. Ces technologies ont pour principe de recueillir le rayonnement solaire et de le transmettre à un fluide caloporteur sous forme de chaleur. Ce fluide qui circule et se réchauffe au travers du champ solaire peut ensuite céder l'énergie captée à l'utilisateur final, pour du chauffage par exemple.

Les centrales solaires thermiques se distinguent entre elles par les technologies solaires employées pour atteindre un niveau de température caractéristique du besoin énergétique du consommateur. La figure II.1 regroupe les besoins énergétiques de divers consommateurs ainsi que les technologies solaires adaptées. Pour des besoins en chaleur sous forme d'eau chaude ou d'air chaud à basse température ($< 100^{\circ}\text{C}$), on utilise en général des capteurs plans (FPC - *Flat-Plate Collector*) ou des capteurs à tube sous vide (ETC - *Evacuated Tube*

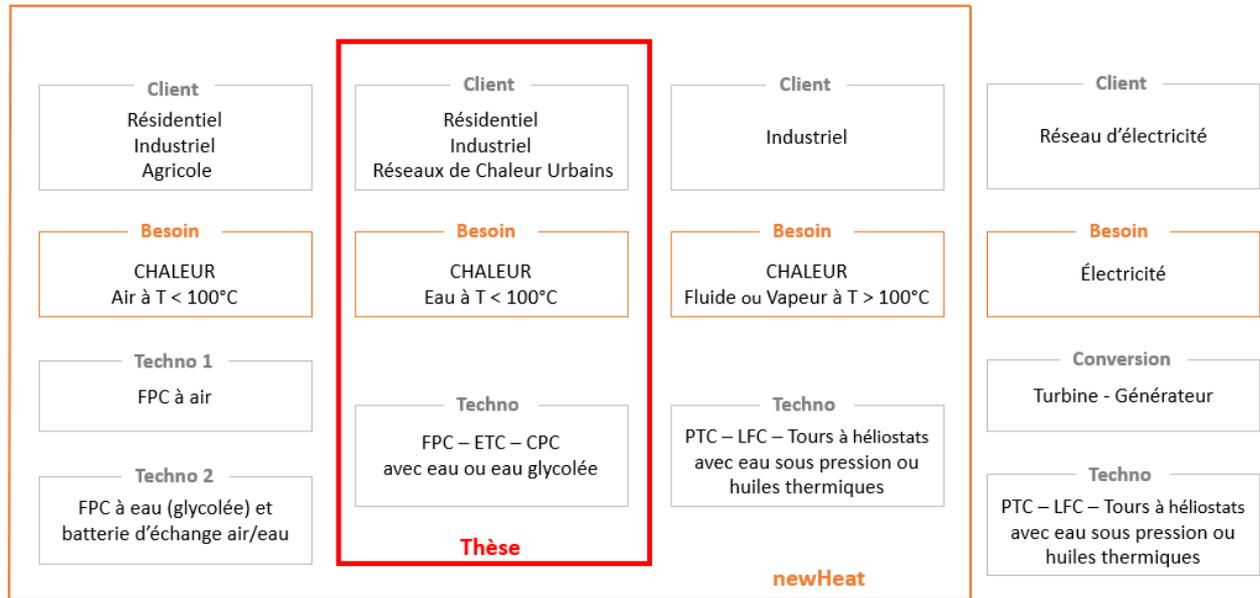


FIGURE II.1 – Définition du besoin et des technologies solaires associées

Collector). De la même manière que dans le domaine résidentiel, ils peuvent être assemblés au sein d'une centrale pour fournir de grandes quantités d'énergie comme sur la figure II.2(a). Des technologies solaires à concentration sont nécessaires dans le cas d'un besoin en vapeur à haute température ou dans le cas de la production d'électricité pour lequel une turbine permet la conversion de l'énergie solaire collectée en électricité. Le principe général des technologies à concentration est de concentrer les rayons solaires d'une grande surface de captation composée de miroirs qui peuvent être plans, paraboliques ou cylindro-paraboliques, comme sur la figure II.2(b), sur une petite surface de réception (linéaire ou ponctuelle) [15].



(a) CST de Condat-sur-Vézère (France) : Capteurs plans (4200 m²) avec tracking solaire. (b) Ligne de capteurs cylindro-paraboliques

FIGURE II.2 – Des technologies avec ou sans concentration (source : NEWHEAT)

Plus de 2/3 de la demande en chaleur dans l'industrie se fait à des températures supérieures à 100°C, c'est pourquoi ces technologies sont incontournables pour l'avenir du solaire ther-

mique [16]. Cependant, elles sont utilisées en majorité pour la production d'électricité et demandent encore à être adaptées et standardisées notamment dans leur intégration aux procédés industriels ou aux réseaux de chaleur urbains [17, 18]. Ainsi, cette thèse et la suite de l'état de l'art s'intéresseront uniquement aux technologies sans concentration. En particulier, nous nous intéresserons aux CST à capteurs plans pour la production d'eau chaude.

II.1.2 Architecture générale

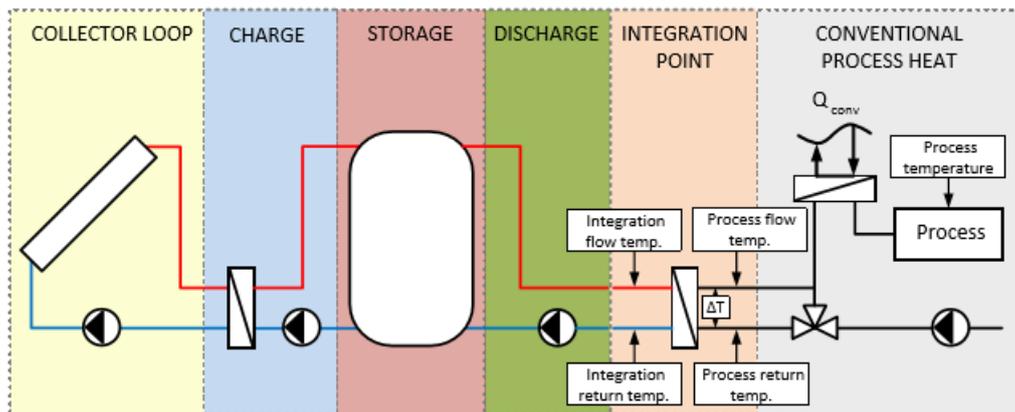


FIGURE II.3 – Architecture d'une CST basse température pour le préchauffage d'eau [19]

La Figure II.3 présente l'architecture générale d'une CST fonctionnant à basse température. Elle réalise le préchauffage d'un courant qui peut venir du process consommateur ou être un courant en boucle ouverte (venant d'une rivière par exemple) et qui sera par la suite porté à la température requise par une source d'énergie conventionnelle. On observe cinq zones dans ce type de centrale : le champ solaire, la charge comprenant notamment l'échangeur de chaleur solaire, le stockage d'énergie, la décharge et la zone d'intégration représentée par un échangeur de chaleur réalisant le lien entre la centrale et le process consommateur. Une sixième zone, la chaufferie, sera moins abordée que les autres dans ce travail de thèse. En plus de cet exemple, la Task 49 de l'Agence Internationale de l'Energie (AIE) [19] donne d'autres possibilités d'architectures de CST et notamment en ce qui concerne la zone d'intégration des CST au process en fonction des besoins du consommateur : intégration à une cuve de traitement, à un réseau de chaleur urbain, préchauffage d'air et génération de vapeur.

Ces systèmes permettant la production d'eau chaude solaire s'étant largement développés dans le domaine résidentiel depuis les années 1970, de nombreux auteurs adoptent des architectures similaires. Klein *et al.* [20] modélisent et simulent ce type de système de chauffage d'eau chaude dès 1975 pour une application résidentielle afin d'estimer leur performance à long terme et de donner une procédure générale de conception. Un ouvrage plus large par Duffie et Beckman [21] présentent le solaire thermique dans son ensemble (ressource, capteurs, stockage, économie) et en particulier les différentes applications possibles (chauffage d'eau actif et passif, chauffage de bâtiment ou de courants industriels, froid solaire, etc). Plus récemment, Kalogirou [12, 15] reprend les applications connues du solaire thermique et détaille les avancées concernant les technologies solaires et leurs applications.

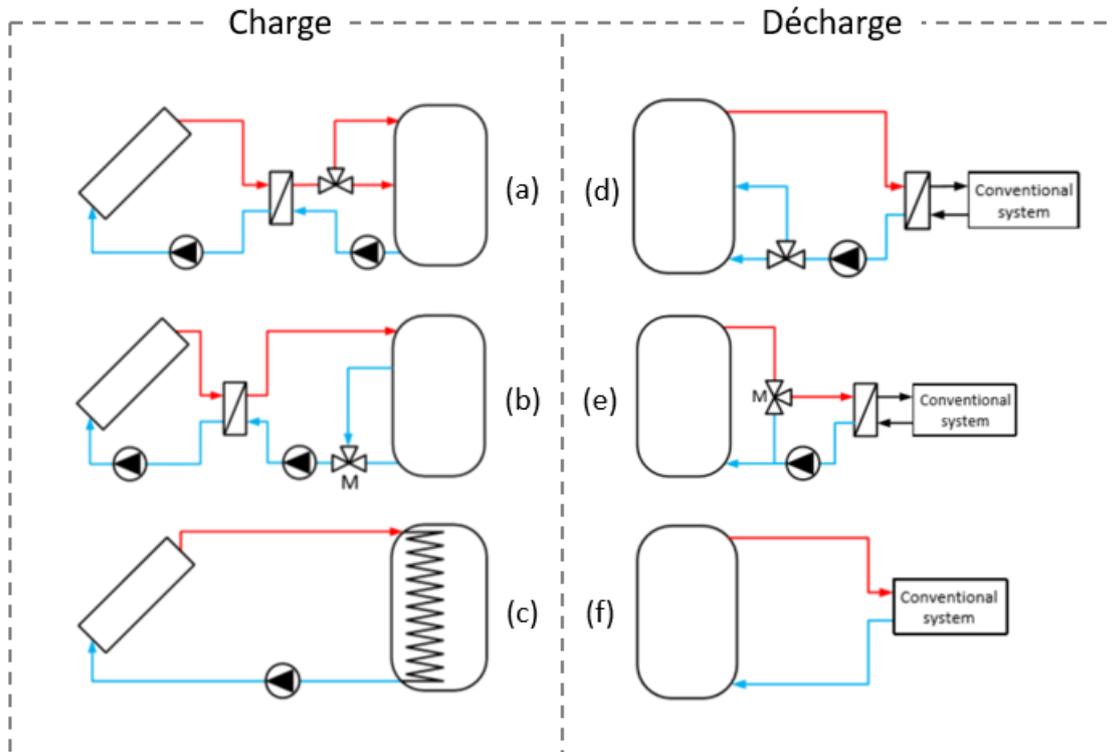


FIGURE II.4 – Stratégies de charge et de décharge [19]

La Task 49 de l'AIE [19] offre également divers concepts en termes de structure de centrale qui permettent l'amélioration du fonctionnement de celle-ci. La figure II.4 illustre des stratégies de charge et de décharge du stockage qui sont différentes de celles employées sur la figure II.3. L'exemple (a) montre l'utilisation d'une vanne 3-voies (V3V) orientant le flux chaud vers un des deux piquages du stockage. En fonction de la température du fluide, elle permet de maîtriser partiellement la stratification dans la cuve de stockage. Le schéma (b) montre l'utilisation d'une vanne de mélange permettant de contrôler la température d'entrée du champ solaire et ainsi d'obtenir plus ou moins rapidement une température cible en sortie du champ solaire. L'exemple (c), peu commun pour des systèmes de grandes tailles, montre l'utilisation d'un échangeur de chaleur interne à la cuve de stockage. Cela permet notamment de réduire les coûts d'exploitation (consommation d'électricité, maintenance). Les stratégies de décharge sont également très liées à la courbe de charge du consommateur et au point d'intégration de la centrale sur le procédé. Le schéma (d) montre de nouveau l'utilisation d'une V3V permettant de gérer la hauteur du retour au stockage et d'éviter la dégradation de l'énergie stockée. L'exemple (e) utilise une vanne de mélange permettant ainsi d'ajuster la température du courant chaud allant à l'échangeur et donc d'atteindre la température cible côté process. Enfin, le schéma (f) montre l'intégration directe du process sur la cuve de stockage ce qui permet d'économiser le coût d'un échangeur et le pincement de température associé.

Le projet InSun financé par la Communauté Européenne et ayant pour but de promouvoir l'application du solaire thermique de grandes dimensions au chauffage de procédés industriels partage le schéma hydraulique simplifié du système solaire intégré au procédé de l'entreprise

Berger ainsi que les performances de celui-ci [22]. On y retrouve l'architecture générale d'une CST décrite précédemment ainsi que certaines de ces stratégies de charge et de décharge.

II.1.3 Les éléments principaux d'une CST

Le champ solaire et ses capteurs plans

Les technologies solaires basse température, capteurs plans (FPC) et tubes sous vide (ETC), sont les technologies de production de chaleur solaire les plus compétitives, robustes et éprouvées. Leur utilisation pour la production d'eau chaude sanitaire dans l'habitat individuel ou collectif a permis aux fabricants de ces solutions d'atteindre des volumes de production importants entraînant une maîtrise technique de la qualité des produits et des niveaux de prix plus ou moins compétitifs selon les régions [18]. Ces technologies captent la globalité du rayonnement solaire (rayonnement direct et diffus) et utilisent généralement un mélange d'eau et de glycol comme fluide caloporteur. Si elles sont limitées en termes de température de livraison (maximum 100°C), elles permettent toutefois un déploiement simple (à faible pression de fonctionnement) et robuste (retour d'expérience de plus de 30 ans). Bien que 71% des capteurs basse température installés dans le monde en 2017 soient des ETC (grâce à la Chine à 90.5%), c'est le FPC qui est majoritaire en Europe à 82.3% [23]. C'est pourquoi nous allons nous concentrer sur le FPC.

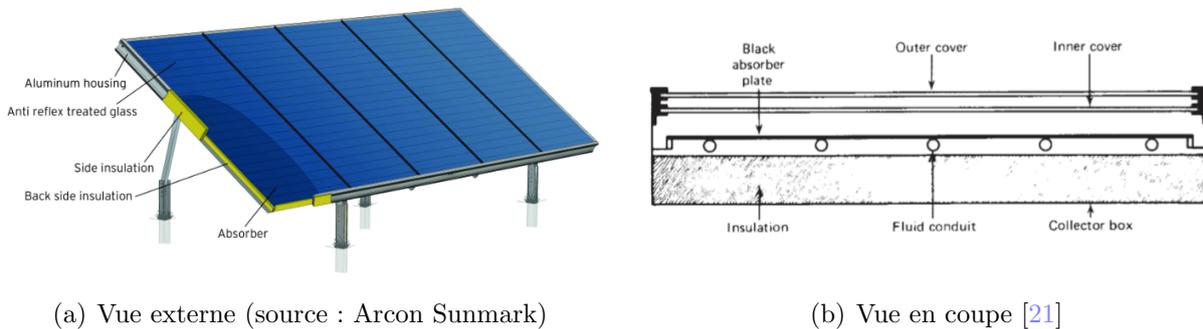


FIGURE II.5 – Éléments constitutif d'un FPC

La figure II.5 nous montre les éléments constitutifs d'un FPC. Qu'il y ait un (*single-glazed*) ou deux vitrages (*double-glazed*), la couverture transparente laisse passer les rayons solaires et diminue les pertes thermiques par convection vers l'environnement. L'irradiation incidente est alors absorbée par une surface noire à haute absorptivité. Cette énergie peut ensuite être transmise au fluide caloporteur par conduction et convection. Selon les fabricants, le conduit contenant le fluide caloporteur peut être soudé à la plaque absorbante ou faire partie intégrante de la plaque. Plus d'informations concernant les matériaux utilisés et leurs propriétés physiques sont disponibles dans [15]. En 2013, Tian et Zhao [24] proposent une revue concernant les capteurs solaires se focalisant sur l'amélioration de leurs performances optiques et thermiques ainsi que sur l'utilisation de différents types de trackers solaires. Plus récemment (2016), Colangelo *et al.* [25] se sont concentrés sur les innovations des dix années précédentes. De nouveaux matériaux permettent d'améliorer les performances optiques (dépose d'oxydes,

de diélectriques, films nanocristallins) et thermiques (revêtements sélectifs pour absorbeur et nouveaux matériaux isolants) des capteurs solaires thermiques. Ils décrivent également les innovations en termes de géométrie et de fluides caloporteurs (nanofluides).

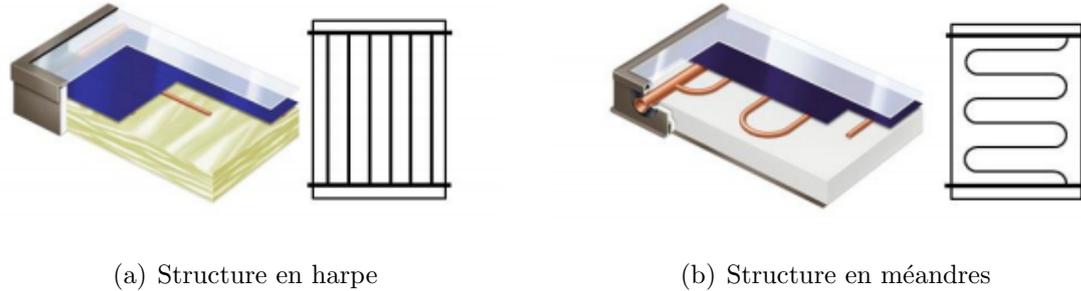


FIGURE II.6 – Différentes structures hydrauliques pour FPC (Viessmann GmbH, 2008)

Au niveau hydraulique, il existe également des différences selon les fabricants. En effet, comme la figure II.6 l'indique, les FPC peuvent disposer d'une structure en harpe ou en méandres ce qui peut influencer sur la qualité du transfert thermique entre l'absorbeur et le fluide caloporteur. Par ailleurs, différentes procédures de standardisation ont permis l'établissement de normes et donc de protocoles expérimentaux dont le but est de caractériser les performances thermiques des capteurs [26,27]. D'autre part, Bava et Furbo [28] ont caractérisé et modélisé la perte de charge et la distribution du débit dans un FPC ayant une structure en harpe de type U (1 entrée et 1 sortie situées à la même hauteur tel que sur la figure II.7(b)) et ont conclu qu'un régime turbulent permet une meilleur répartition du débit dans les différents conduits du capteur. Dans le cadre d'un champ solaire, les FPC sont reliés entre-eux pour former des boucles hydrauliques. Une boucle hydraulique est un chemin hydraulique constitué de plusieurs FPC entre le manifold de distribution (canalisation principale distribuant le courant froid dans les différentes boucles) et le manifold de récupération (canalisation principale récupérant le courant chaud en sortie des boucles). Comme le montre la figure II.7, au sein d'une boucle, les FPC peuvent être raccordés de deux façons différentes. Pour un raccord de type parallèle, figure II.7(a), l'ensemble des conduits de fluides caloporteurs au sein de la boucle sont en parallèle. Ainsi, chaque conduit au sein de chaque capteur fonctionne à la même température moyenne [29]. Un inconvénient de ce type de raccordement est qu'il peut y avoir une mauvaise répartition du débit entre les capteurs ce qui peut entraîner des problèmes techniques et le "vieillissement accéléré de certains composants" [30].

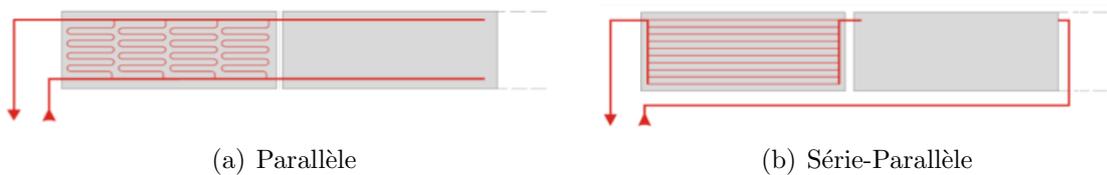


FIGURE II.7 – Différents raccordements possibles des FPC au sein d'une boucle [29]

Pour un raccord de type série-parallèle, figure II.7(b), les FPC sont liés en série tandis

que les conduits de fluide caloporteur au sein de chaque FPC sont en parallèle. Dans ce cas, chaque capteur reçoit le même débit de fluide mais ils fonctionnent tous à des températures moyennes différentes. La mise en série de capteurs a deux types d'inconvénients. Premièrement, elle entraîne une perte de charge importante au sein de la boucle : la consommation électrique est donc plus grande car une plus grosse pompe est nécessaire. Et deuxièmement, le nombre de capteurs effectivement raccordés au sein d'une même boucle est limité car plus il est grand et plus la température moyenne est élevée en fin de boucle ce qui est limitant car les FPC ont une température limite de fonctionnement et, comme nous le verrons dans le paragraphe II.2, ils sont beaucoup moins efficaces lorsque la température moyenne augmente.

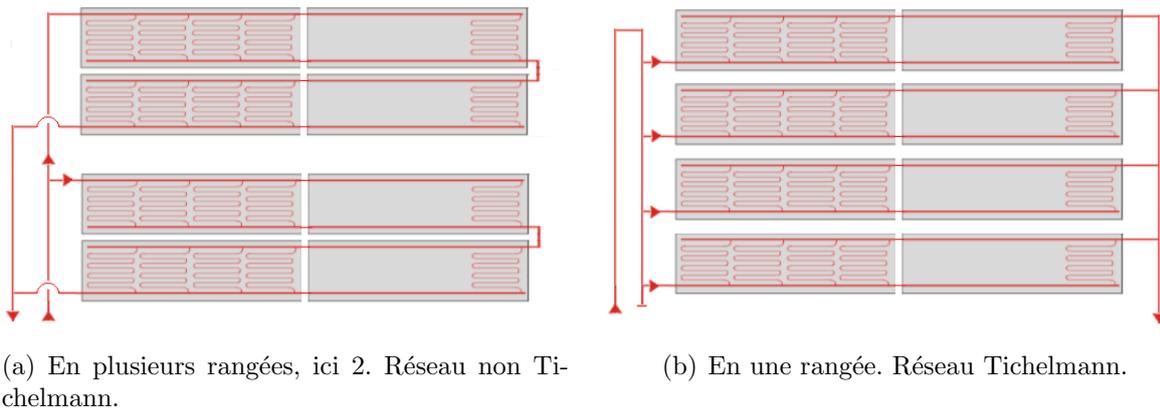


FIGURE II.8 – Disposition des boucles hydrauliques dans un champ solaire

Selon les contraintes du terrain, les boucles hydrauliques du champ solaire peuvent être disposées en une ou plusieurs rangées : la figure II.8 illustre, en (a), un champ avec deux boucles chacune étant disposée sur deux rangées et, en (b), un champ avec quatre boucles chacune étant disposée sur une seule rangée. La particularité de disposer une boucle hydraulique sur deux rangées est qu'au sein d'une rangée les raccords de capteurs peuvent être parallèles et que toutes les rangées d'une boucle sont en série. La Task 45 de l'AIE précise également que la répartition du débit massique total au sein du champ solaire est influencé par le design du réseau. Par exemple, un réseau Tichelmann (figure II.8(b)) pour lequel une particule de fluide parcourt la même distance quel que soit le chemin qu'elle prend au sein du champ, favorise la répartition uniforme du débit au sein du champ [29]. Bava *et al.* [31] ont modélisé la distribution du débit total dans un champ solaire et ont montré que des vannes d'équilibrage sont un moyen efficace d'obtenir une bonne répartition du débit. Une autre technique peut être d'ajuster progressivement le diamètre des manifolds en fonction de la distance [29].

Les "règles de base" du design d'un champ solaire préconisent, dans l'hémisphère Nord, d'orienter la surface des FPC face au Sud et de les incliner d'un angle β égal à la latitude du lieu par rapport à l'horizontale pour collecter le maximum d'énergie disponible à l'année [21]. Des systèmes avancés permettent de capter encore plus d'énergie : les trackers solaires. Ainsi, des rotations autour d'un axe (les plus utilisés étant horizontal Est-Ouest, horizontal Nord-Sud) ou de deux axes sont possibles. La figure II.9 compare le rayonnement extraterrestre journalier aux solstices d'hiver et d'été pour des FPC fixes ou trackés selon l'axe Nord-Sud ou

selon l'axe Est-Ouest [21]. Il apparaît que le tracker ne maximise pas l'énergie disponible toute l'année. Bien que son gain en été semble important, le tracker selon l'axe Nord-Sud est moins intéressant en hiver. Abdelghani-Idrissi et al. [32] ont par ailleurs étudié le gain d'un système à double rotation par rapport à un système à inclinaison fixe.

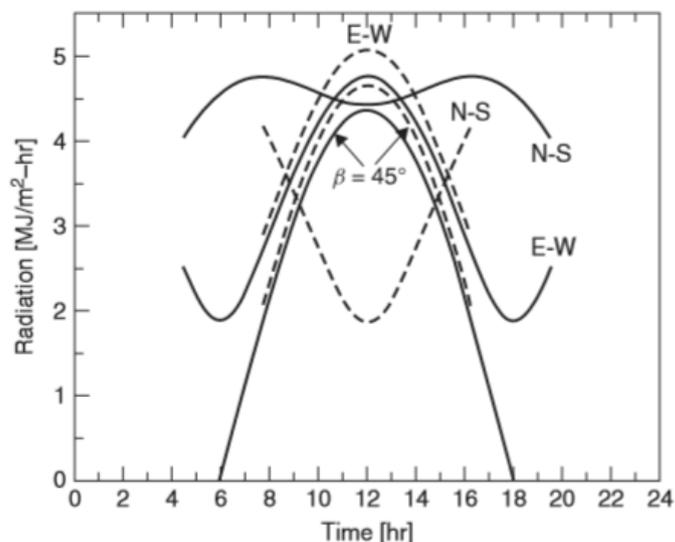


FIGURE II.9 – Rayonnement solaire extraterrestre pour une latitude de 45° sur un FPC fixé à $\beta = 45^\circ$ et sur des FPC disposant de tracking Nord-Sud (N-S) et Est-Ouest (E-W). Les lignes pointillées correspondent au solstice d'hiver et les lignes pleines au solstice d'été. [21]

Le stockage thermique

Le comportement dynamique d'une centrale solaire thermique est dû à la fois à la variabilité de la ressource solaire, à la variabilité du besoin énergétique du consommateur et à l'inertie thermique de la centrale. Aussi, la courbe de charge d'un consommateur est toujours décorrélée du cycle de production solaire comme on peut le voir sur la figure II.10. Dans ces conditions, il est très difficile de concevoir une CST compétitive économiquement et pouvant répondre à cette courbe de charge sans utiliser un quelconque système de stockage. C'est donc l'utilisation d'un stockage d'énergie thermique qui va permettre à la centrale de "découpler" sa production de la fourniture de chaleur et ainsi de répondre aux besoins énergétiques du client sur une plus grande période de temps comme le montre la figure II.10 [21].

Guelpa et Verda [33] proposent une revue des différents types de stockage d'énergie thermique et leur application aux réseaux de chaleur et de froid urbains. Trois méthodes de stockage sont largement étudiées : le stockage par chaleur sensible exploitant le changement de température d'un matériau solide ou fluide, le stockage par chaleur latente exploitant le changement de phase d'un matériau et le stockage thermochimique exploitant les caractères endothermiques et exothermiques de processus réversibles.

Le stockage par chaleur sensible est la technique la plus utilisée dans le solaire thermique car c'est pour l'instant la plus performante d'un point de vue économique et énergétique. Il consiste en l'augmentation ou la diminution de la température d'un matériau de stockage sans que celui-ci ne change de phase. Il peut être utilisé en tant que stockage dit "buffer" à

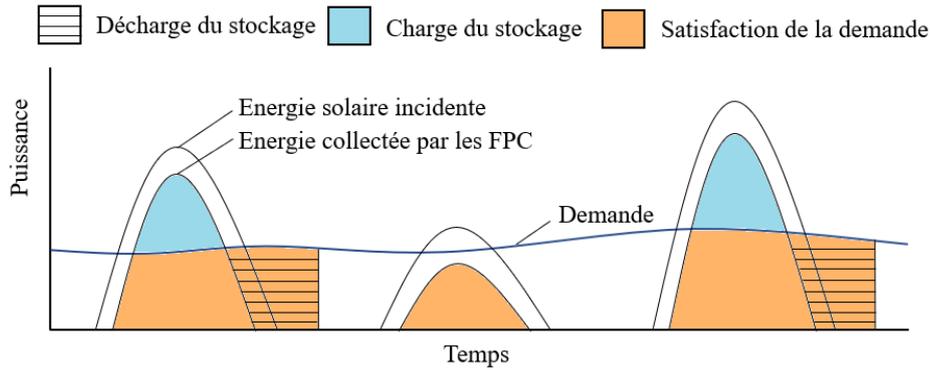


FIGURE II.10 – Satisfaction de la demande par une CST équipée d'un stockage d'énergie

utilisation rapide (sous quelques jours) au sein d'une cuve ayant un volume de 500 à 10000 m³ pour des tailles de CST de 1 MW à plusieurs dizaines de MW. Il peut également être utilisé en tant que stockage saisonnier sous forme de "pit storage" (stockage en lac), d'aquifères ou de "borehole" (sonde géothermique) qui permettent de conserver une grande quantité d'énergie et de la restituer à une période différée (de quelques semaines à quelques mois plus tard) [33]. Dans le cas du stockage à court terme, beaucoup plus répandu, l'eau est le matériau de stockage le plus utilisé car elle possède une capacité calorifique élevée (1.16 kWh.m⁻³.K⁻¹), elle est peu chère et largement disponible [34]. Le ballon d'eau chaude est donc la technologie la plus mature énergétiquement et économiquement que ce soit dans le domaine résidentiel ou industriel. Il fait donc régulièrement l'objet de travaux de thèse en particulier appliqués au solaire thermique [35–37] dans le but d'améliorer ses performances. A des températures de fonctionnement plus élevées, d'autres matériaux comme des lits de roche, des briques de silice ou de magnésium, des huiles synthétiques ou des sels fondus sont en général privilégiés [24].

Le stockage par chaleur latente permet de stocker plus d'énergie que par chaleur sensible pour un même volume. En effet, quand le matériau considéré change de phase, il absorbe ou libère beaucoup d'énergie bien que la variation de température et les pertes thermiques associées soient très faibles ce qui rend cette méthode de stockage particulièrement intéressante lorsque les consignes de température sont strictes [24]. Selon la valeur de la température de fusion du matériau, le stockage par chaleur latente peut s'appliquer au stockage de froid ou de chaud avec des matériaux à changement de phase (MCP) tels que des solutions salines, des hydrates de sel, des paraffines, des nitrates, des chlorures, etc [24]. Cependant, des problèmes physiques et techniques (surfusion, corrosion, stabilité-cyclage, toxicité) pénalisent aujourd'hui la compétitivité de cette solution : en moyenne, elle est 1.5 à 4 fois plus onéreuse qu'une cuve de stockage en eau [33]. C'est pourquoi la complémentarité des stockages latent et sensible a été étudiée à plusieurs reprises dans le cadre de la fourniture d'eau chaude solaire : MCP intégré au ballon d'eau chaude [38], MCP intégré au capteur solaire [39], MCP situé entre les capteurs et le ballon d'eau chaude [40].

Le stockage thermochimique consiste à utiliser un processus réversible qui est endothermique dans un sens (charge) et donc exothermique dans l'autre (décharge). Le processus réversible peut être une réaction chimique ou bien un phénomène de sorption fluide-solide.

De manière générale, l'efficacité de ce type de stockage est plus grande que les stockages physiques car ses pertes thermiques sont théoriquement nulles et sa densité de stockage est plus élevée [33]. Le stockage thermo-chimique peut s'appliquer à différents niveaux de température et notamment à la production d'eau chaude sanitaire [41, 42] pour un stockage à court terme ou à long terme. Ils sont cependant relativement onéreux comparés aux autres moyens de stockage [33].

Les échangeurs de chaleurs

Au sein d'une CST fonctionnant à basse température, le transfert d'énergie de la boucle solaire vers le circuit secondaire a lieu le plus souvent au travers d'échangeurs à plaques et joints car ceux-ci disposent de coefficients de transfert élevés [19]. En effet, leurs plaques corruguées entraînent des phénomènes physiques favorisant l'échange thermique. Ainsi, ils disposent de coefficients d'échange bien plus élevés que celui d'un échangeur tube-calandre par exemple [43]. De ce fait, cela leur permet d'atteindre des pincements proche de 1°C , une efficacité de 90% et d'être bien plus compact. Enfin, il est possible d'augmenter ou de diminuer facilement la surface d'échange en ajoutant ou en retirant des plaques ce qui constitue un avantage important en termes de flexibilité et notamment pour la maintenance du système. Développé à l'origine pour l'industrie laitière, ces avantages ont permis d'étendre son champ d'application aux industries agroalimentaire, papetière, pétrochimique ou encore au conditionnement d'air et à la production d'énergie.

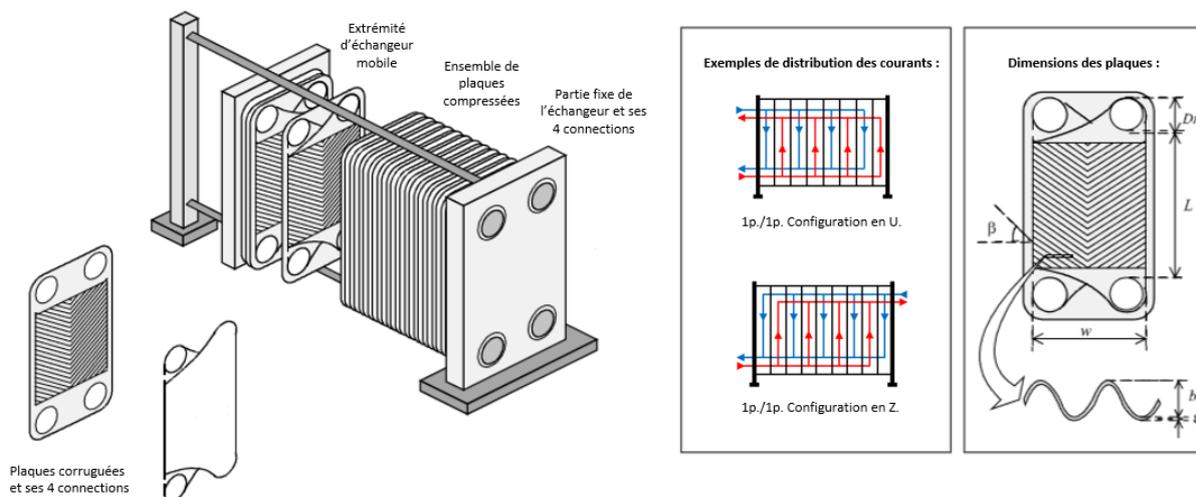


FIGURE II.11 – Assemblage d'un échangeur à plaques, distribution des courants et dimensions des plaques

Un fluide chaud et un fluide froid circulent entre les plaques et échangent de l'énergie au travers de celles-ci. Le nombre de plaques, la distance entre les plaques, le type de joints, l'angle de corrugation et le nombre de passes sont, entre autres, des paramètres caractérisant ce type d'échangeur ainsi que les écoulements qui le traverse. La Figure II.11 illustre le principe d'un échangeur à plaques.

Cette description des CST a montré que les principaux éléments la constituant sont connus,

testés et en constante amélioration depuis maintenant plusieurs décennies. L'évolution récente du système de production d'eau chaude solaire du domaine résidentiel vers une échelle industrielle de grande taille entraîne de nouveaux défis techniques. En particulier, la modélisation d'une CST est une étape nécessaire permettant d'évaluer sa performance et ainsi de déterminer un dimensionnement adapté aux besoins d'un consommateur. La section suivante décrit les modèles issus de la littérature permettant de représenter le comportement des principaux éléments d'une CST.

II.2 Modélisation d'une CST

Dans cette partie, nous réalisons un état de l'art concernant les modèles physiques les plus couramment utilisés pour les principaux éléments d'une centrale solaire thermique : les FPC, la cuve de stockage et les échangeurs de chaleur à plaques. D'autres éléments (canalisations, pompes, etc.) seront modélisés mais ne font pas partie de cet état de l'art car leur modélisation est plus classique.

II.2.1 La ressource solaire

La réussite d'un projet de CST dépend avant tout de la ressource solaire disponible à l'endroit considéré. C'est pourquoi il est important de pouvoir estimer et modéliser cette ressource. Tout d'abord, en un lieu donné, il est possible de calculer la trajectoire du Soleil dans le ciel par l'intermédiaire de deux angles : l'azimut (a_z) et l'élévation (h_s). Une partie du rayonnement solaire est absorbée dans l'atmosphère par des gaz comme l'ozone, la vapeur d'eau ou encore le dioxyde de carbone. Cela caractérise la transmittivité de l'atmosphère. Un phénomène de diffusion due aux poussières, aérosols et autres molécules "redistribue" le rayonnement dans toutes les directions et est à l'origine d'une des composantes du rayonnement qui nous arrive : le rayonnement diffus. Ainsi, le rayonnement qui arrive au sol dans un plan horizontal, GHI , possède une composante directe G_{bh} et une composante diffuse G_{dh} , mises en équation comme suit (équations (II.1) et (II.2)) [44].

$$GHI = G_{bh} + G_{dh} \quad (\text{II.1})$$

$$= DNI \cdot \sin(h_s) + G_{dh} \quad (\text{II.2})$$

Où le rayonnement direct normal, DNI , correspond au rayonnement qui arriverait sur une surface perpendiculaire aux rayons solaires. En pratique, on oriente les capteurs avec un angle δ par rapport au Sud (positif à l'Ouest, négatif à l'Est) et on les incline d'un angle β par rapport à l'horizontale, comme sur la figure II.12(b). On peut alors calculer l'angle d'incidence θ des rayons solaires par rapport à la normale des FPC [21, 44], équation (II.3).

$$\theta = \arccos\left(\cos(h_s) \cdot \cos(a_z - \delta) \cdot \sin(\beta) + \cos(\beta) \cdot \sin(h_s)\right) \quad (\text{II.3})$$

Le rayonnement direct G_b , dans le plan d'un capteur incliné d'un angle β par rapport à l'horizontale, est finalement calculé avec le DNI et l'angle d'incidence θ , équation (II.4). Le rayonnement diffus G_d , pour ce même capteur incliné, est constitué de deux composantes

principales venant du sol (réflexion) et du ciel (circumsolaire, isotropique, horizon) comme le montre la figure II.12(a), et peut être calculé avec le modèle de Perez *et al.* [45], équation (II.5).

$$G_b = DNI \cdot \cos(\theta) \quad (\text{II.4})$$

$$G_d = \underbrace{a_L \cdot GHI \cdot \frac{1 - \cos(\beta)}{2}}_{\text{sol}} + G_{dh} \cdot \left[\underbrace{(1 - F_1) \cdot \frac{1 + \cos(\beta)}{2}}_{\text{isotrop.}} + \underbrace{F_1 \cdot \frac{a_c}{b_c}}_{\text{circumsol.}} + \underbrace{F_2 \cdot \sin(\beta)}_{\text{horizon}} \right] \quad (\text{II.5})$$

Avec a_L l'albédo (réflectivité) du sol, F_1 le coefficient de luminosité circumsolaire, F_2 le coefficient de luminosité à l'horizon, a_c l'angle solide de la région circumsolaire pondéré par son incidence moyenne sur le capteur inclinée, b_c l'angle solide de la région circumsolaire pondéré par son incidence moyenne sur une surface horizontale.

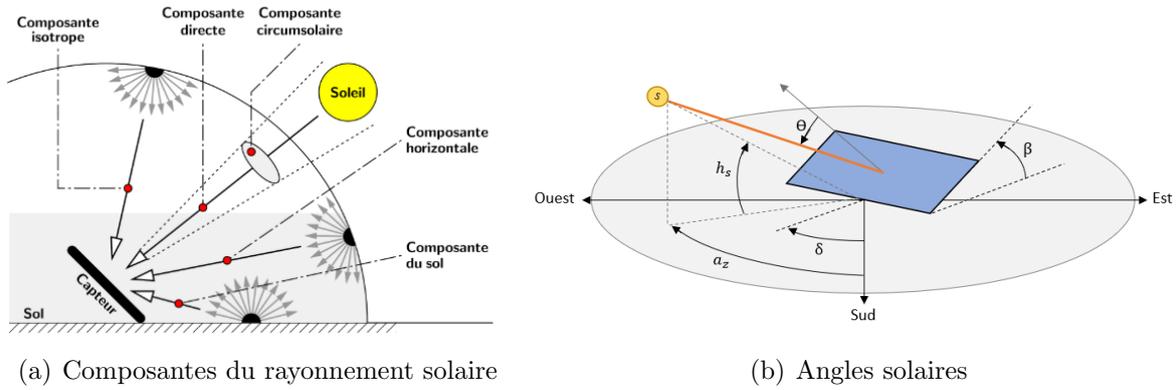


FIGURE II.12 – Représentation de la ressource solaire

II.2.2 Le capteur plan

Afin d'évaluer la quantité d'énergie solaire effectivement transmise au fluide caloporteur au sein d'un FPC, il convient de connaître ses performances et de savoir les modéliser. Ainsi, Klein *et al.* [46] proposaient, en 1974, trois modèles prenant en compte de manières différentes la capacité thermique des éléments d'un FPC. Plus récemment, Tagliafico *et al.* [47] proposent une revue de ces modèles et des avancées en mécanique des fluides numérique (CFD - *Computational Fluid Dynamic*) sur le comportement des FPC. Plusieurs modèles reviennent régulièrement et peuvent être classés dans les catégories suivantes : modèles stationnaires, "quasi-dynamiques" et *multi-node*. La figure II.13 illustre de manière simplifiée les transferts thermiques pris en compte dans ces modèles (a) ainsi qu'un exemple d'analogie électrique appliquée à la mise en équation de ceux-ci (b).

Modèles stationnaires

L'hypothèse principale et commune aux différents modèles stationnaires est que les capacités thermiques des différents éléments du FPC sont négligées. Ainsi, Hottel et Whillier [48]

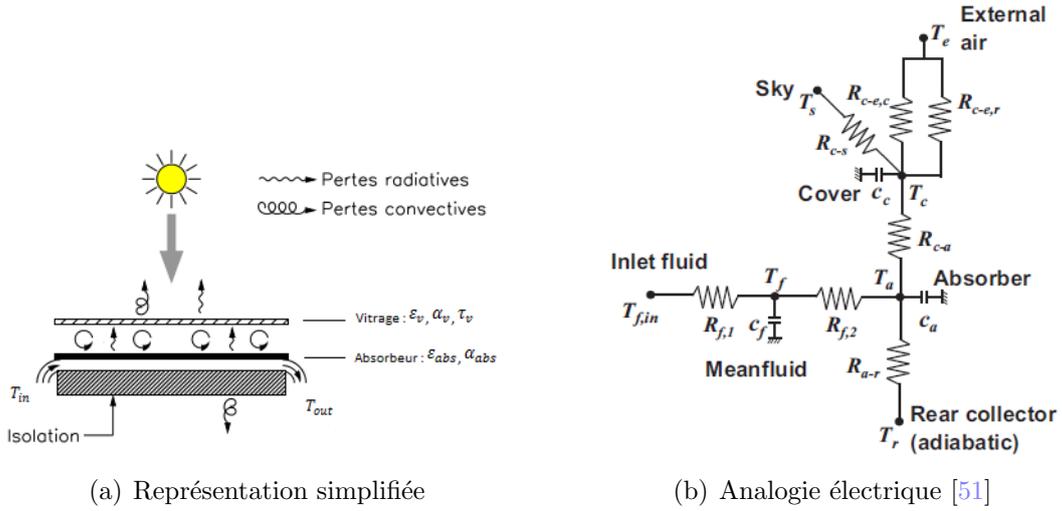


FIGURE II.13 – Transferts thermiques au sein d'un FPC

et Bliss [49] développent ce modèle en considérant une température d'absorbeur moyenne et un coefficient de pertes thermiques moyen en fonction de la géométrie et du débit de fluide caloporteur. Duffie et Beckman [21] adoptent une analogie électrique, considèrent le problème comme étant monodimensionnel et déterminent ainsi notamment la température de l'absorbeur et du fluide dans la dimension considérée. Ces modèles font apparaître des coefficients caractéristiques des FPC comme le facteur de dissipation de chaleur, le facteur d'efficacité de l'absorbeur F' et l'efficacité d'ailette (transfert entre l'absorbeur et la conduite). Ces modèles sont très utilisés car facilement et rapidement résolubles mais ne sont adaptés qu'aux calculs de performances à long terme sur des pas de temps plus grands que le temps propre d'un FPC [47]. Cette méthode a, par exemple, été utilisée par Klein *et al.* [20] pour modéliser un système d'eau chaude solaire pour le domaine résidentiel. Un modèle général reprenant les travaux précédents a par ailleurs été défini par la Norme Européenne EN 12975-2 [26] et est rappelé par Fischer *et al.* [50], équation (II.6), avec $T_{C,in}$ et $T_{C,out}$ les températures du fluide caloporteur en entrée et sortie du FPC, T_m sa température moyenne au sein du FPC et T_{amb} la température de l'environnement extérieur.

$$\frac{\dot{Q}_{sol}}{A_g} = \frac{\dot{m}C_p(T_{C,out} - T_{C,in})}{A_g} = \underbrace{F'(\tau\alpha)_{en}}_{a_0} (G_b + G_d) - a_1(T_m - T_{amb}) - a_2(T_m - T_{amb})^2 \quad (\text{II.6})$$

Cette équation est valable pour une météo claire et dégagée, de hauts niveaux d'irradiations et un angle d'incidence proche de l'incidence normale. Les coefficients a_0 , a_1 et a_2 peuvent être déterminés théoriquement mais pour plus de précision, la Norme EN 12975-2 a défini un protocole expérimental permettant aux fabricants de déterminer par identification ces coefficients et donc de caractériser leurs capteurs. Des procédures de test ont par la suite amélioré ce modèle pour prendre en compte l'influence de l'angle d'incidence des rayons solaires sur la transmittivité du verre et sur l'absorptivité de l'absorbeur (influence prise en compte dans l'équation (II.7) par les coefficients $K_b(\theta)$ et K_d) [50]. La Figure II.14 illustre l'évolution du rendement $(\frac{\dot{Q}_{sol}}{A_g \cdot G})$ de capteurs simple ou double-vitrage sous 2 irradiances solaires différentes

en fonction de la différence de température $T_m - T_{amb}$. On y observe notamment l'avantage du double vitrage lorsque l'on souhaite fonctionner à haute température.

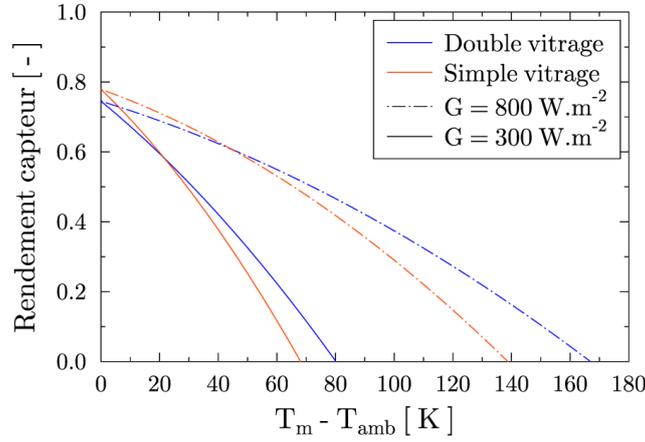


FIGURE II.14 – Courbes de rendement de capteurs simple vitrage (SG) et double vitrage (DG)

Modèles “quasi-dynamiques” ou *one node capacitance*

Klein *et al.* [46] définissent ces modèles par la prise en compte des effets d’une capacité thermique effective i.e. une inertie thermique associée à l’ensemble du FPC. Perers [52, 53] a poussé plus loin le développement de ce modèle en prenant en compte d’autres phénomènes tels que l’influence de l’angle d’incidence sur la performance optique du FPC ainsi que de nouvelles prises en compte de pertes thermiques. Après différentes procédures de standardisation (EN 12975-2 puis ISO 9806), une nouvelle équation peut être utilisée pour calculer la puissance surfacique $\frac{\dot{Q}_{sol}}{A_g}$ reçue par le fluide caloporteur au sein d’un FPC.

$$\begin{aligned} \frac{\dot{Q}_{sol}}{A_g} = & \left[\eta_{0,b} \left(K_b(\theta) G_b + K_d G_d \right) - c_1 (T_m - T_{amb}) - c_2 (T_m - T_{amb})^2 - c_3 u (T_m - T_{amb}) \right. \\ & \left. - c_4 (E_L - \sigma T_{amb}^4) - c_5 \frac{dT_m}{dt} - c_6 u G - c_7 u (E_L - \sigma T_{amb}^4) - c_8 (T_m - T_{amb})^4 \right] \quad (\text{II.7}) \end{aligned}$$

De nouveaux protocoles expérimentaux existent et permettent d’appliquer cette équation à différents types de capteurs, avec ou sans concentration. Ces tests permettent aux fabricants de déterminer la valeur des coefficients nécessaires à l’évaluation des performances du capteur en question. Dans le cas des FPC, les coefficients $\eta_{0,b}$, c_1 , c_2 , c_5 , $K_b(\theta)$ et K_d sont généralement les seuls disponibles dans les fiches techniques de FPC. Par ailleurs, les normes définissent également la méthode de calcul de $K_b(\theta)$ dans les cas où le vitrage d’un FPC est isotrope ou anisotrope [26]. Close [54] avait également réalisé les bilans précédents et, dans le but de déterminer la température du fluide caloporteur en sortie du FPC, avait estimé que la distribution de la température dans le capteur était linéaire ($T_m = \frac{T_{C,in} + T_{C,out}}{2}$). Cette hypothèse est réalisée assez régulièrement mais n’est exacte que pour de faibles augmentations de température dans le FPC. En effet, Klein *et al.* [46] ont montré via le problème de l’ailette que la distribution de la température du fluide caloporteur dans le FPC varie avec une exponentielle négative. Afin d’éviter cette approximation linéaire, d’autres solutions plus complexes existent [46]. Une limite de ce modèle prenant en compte une capacité thermique effective glo-

bale pour le FPC est qu'il ne représenterait pas de manière assez précise le caractère transitoire du système dans les périodes de fortes fluctuations de l'irradiation solaire [46]. Deng *et al.* [55] ont utilisé une méthode similaire et résolu le problème avec un développement en série.

Modèles *multi-node capacitance*

Une capacité thermique effective n'est plus attribuée ici de manière globale au FPC mais à différents éléments, appelés "nœuds", du capteur. Une équation différentielle est ainsi écrite pour chaque nœud considéré et fait apparaître les échanges thermiques avec les autres nœuds et avec l'extérieur. Différents auteurs comme Klein *et al.* [46] et Hou [56] proposent des modèles à deux nœuds. Deng *et al.* [57] choisissent par exemple les nœuds Fluide et Absorbeur pour modéliser le FPC tandis que Wijesundera [58] considère les nœuds {Fluide+Absorbeur} et Vitrage équivalent. D'autres modélisations font intervenir 3 nœuds qui sont généralement Vitrage, Absorbeur et Fluide [51, 59]. Ces modèles *multi-node* sont plus précis que les modèles stationnaires sur des petites périodes (heure-jour) à condition que les coefficients de transfert soient correctement évalués. Cependant, l'hypothèse d'une température uniforme pour chaque nœud est limitante et peut générer des erreurs importantes dans le calcul des pertes thermiques. De ce fait, certains auteurs ont été jusqu'à discrétiser spatialement le système FPC comportant 2 ou 3 nœuds et ont ainsi pu calculer l'évolution de la température du vitrage, de l'absorbeur et du fluide en fonction du temps et de l'espace [60, 61]. Bien que l'estimation du comportement dynamique du FPC est améliorée par la discrétisation 1D ou 2D de la géométrie, l'implémentation est plus complexe et les temps de calcul augmentent.

Enfin, d'autres méthodes de modélisation du comportement des FPC sont citées dans la littérature et décrites notamment par Kong *et al.* [62, 63]. On trouve par exemple des modèles par réseau de neurones [64, 65], par filtrage [66] ou encore par transformée de Laplace [67].

Modèle d'ombrage

Comme décrit précédemment, au sein d'un champ solaire, les FPC connectés en série forment des boucles hydrauliques arrangées en une ou plusieurs rangées. Pour tirer profit d'une surface au sol disponible, de nombreuses rangées sont disposées les unes derrière les autres. Cependant, selon la distance entre celles-ci, l'angle d'inclinaison des FPC et la position du Soleil dans le ciel, il peut y avoir apparition d'une ombre portée d'une rangée sur la suivante qui, bien sûr, diminuerait la puissance solaire disponible dans le plan des FPC. Appelbaum et Bany [68, 69] ont proposé un modèle géométrique permettant de calculer la surface ombragée d'un FPC puis ont déterminé qu'il existe, pour une surface au sol fixée, un nombre optimal de rangées permettant d'optimiser le dimensionnement du champ (maximisant l'énergie collectée et le ratio surfacique associé).

II.2.3 La cuve de stockage par chaleur sensible

La modélisation des cuves de stockage fonctionnant à basse température est un domaine de recherche très actif dans la mesure où ces systèmes sont très utilisés dans les domaines résidentiels et industriels et que le phénomène de stratification thermique qui les caractérise

est complexe. La figure II.15 illustre différentes possibilités de modélisation pour une cuve de stockage par chaleur sensible. Les modèles, expliqués par la suite, sont classés par ordre décroissant de précision (de la droite vers la gauche sur la figure II.15).

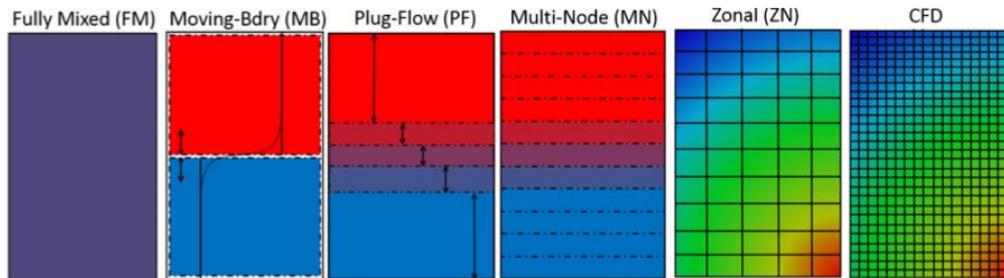


FIGURE II.15 – Différentes approches de modélisation d’une cuve de stockage par chaleur sensible [70]

Modèles CFD : Ce sont les modèles les plus précis pour représenter l’évolution des courants et du champ de température au sein d’une cuve de stockage. Les conservations de la masse, de la quantité de mouvement et de l’énergie sont prises en compte. Un maillage 2D ou 3D est réalisé par une méthode d’éléments finis ou de volumes finis pour discrétiser spatialement le problème. L’avantage de ces modèles est de prendre en compte l’ensemble des phénomènes physiques qui peuvent arriver, comme par exemple :

1. Pertes thermiques dues au gradient thermique entre le fluide de stockage et l’ambient.
2. Conduction-Diffusion dans la paroi et dans le fluide.
3. Convection forcée par les courants de charge et/ou de décharge du stockage.
4. Convection naturelle due à une inversion du gradient thermique.
5. Courants convectifs et mélange dus à la vitesse des courants entrants dans la cuve.
6. Courants convectifs induits par les transferts pariétaux.

Ces modèles permettent de mieux comprendre le fonctionnement dynamique des cuves de stockage et peuvent servir à mieux les dimensionner et mieux contraindre les conditions de fonctionnement pour que leurs performances soient maximales [71, 72]. Cependant, ces modèles demandent beaucoup de ressources de calcul et sont donc inadaptés lors de la résolution de systèmes énergétiques complets sur des horizons de temps longs. C’est pourquoi, ils sont souvent utilisés comme référence pour évaluer la performance d’autres types de modèles [73, 74].

Modèles zonaux : Ce sont des modèles intermédiaires entre les modèles CFD et les modèles à nœuds. La principale simplification, par rapport aux modèles CFD, est qu’ils ne résolvent pas la conservation de la quantité de mouvement. Pour fermer le problème, Blandin [36] introduit des “lois” et des corrélations pour la prise en compte des phénomènes de flottabilité, des écoulement aux couches limites, etc. Si le maillage est suffisamment fin pour bien représenter le comportement de la cuve, on peut s’attendre à des temps de calcul relativement longs.

Modèles *multi-node* : C'est le type de modèle le plus couramment utilisé lorsque l'on souhaite simuler un système énergétique complet. Tout d'abord, il considère l'hypothèse qu'il n'y a pas de gradient de température dans la direction radiale. Le modèle est donc unidimensionnel selon un axe x vertical ascendant. Seules les conservations de la masse et de l'énergie sont résolues. Considérant que les propriétés thermophysiques du fluide de stockage sont constantes et qu'il n'y a pas de terme source au sein de la cuve, la conservation de l'énergie sur un volume de contrôle d'épaisseur dx s'écrit tel que l'équation (II.8) [75].

$$\frac{\partial T(x, t)}{\partial t} + v \cdot \frac{\partial T(x, t)}{\partial x} = \alpha_d \cdot \frac{\partial^2 T(x, t)}{\partial x^2} + \frac{U_s \cdot P}{\rho \cdot C_p \cdot S} \cdot (T_{amb}(t) - T(x, t)) \quad (\text{II.8})$$

Avec α_d , la diffusivité thermique du fluide de stockage. En considérant la température locale de paroi égale à celle du fluide de stockage, Newton [76] prend en compte la conductivité du métal dans le calcul de α_d . Une discrétisation spatiale en N strates permet d'approcher la solution de cette équation. Ainsi, une équation différentielle ordinaire (EDO) est résolue pour chaque strate en prenant en compte les échanges conductifs et convectifs avec les strates voisines et les pertes thermiques vers l'environnement. Ce modèle permet donc de prendre en compte les phénomènes 1 à 3 décrits précédemment. Les phénomènes 4 à 6 sont plus complexes et nécessitent une adaptation particulière du modèle. Ainsi, différentes adaptations de ce modèle ont été utilisées dans la littérature :

- Positions des alimentations et soutirages : le modèle est généralement utilisé pour des alimentations et soutirages en haut et bas de cuve [77–79] mais il peut être adapté pour simuler l'utilisation d'une colonne de stratification [21, 54, 80].
- Maillage : l'hypothèse d'une température uniforme au sein de chaque strate est à l'origine d'un phénomène de diffusion numérique qui influence le profil de température au sein de la cuve en fonction du nombre de strates. Pour se rapprocher des profils réels, il faut généralement utiliser un grand nombre de strates ce qui allonge les temps de calcul. Powell et Edgar [77] et Dickes *et al.* [78] ont proposé un maillage adaptatif pour mieux représenter le gradient de température dans la cuve et diminuer les temps de calcul.
- Convection naturelle : c'est un phénomène théoriquement pris en compte dans la conservation de la quantité de mouvement et qui intervient lorsqu'il y a inversion du gradient thermique dans la cuve. Cela arrive, par exemple, lorsque la température d'un courant entrant en tête de cuve est plus basse que la température du fluide de stockage à cette hauteur. Des routines de calcul permettent de réarranger l'ordre des strates selon les températures calculées [81] ou bien de les moyenniser [82]. Il est également possible de prendre en compte ce phénomène en ajustant artificiellement et localement la valeur du coefficient de diffusion α_d [77] ou en définissant un coefficient de diffusion turbulente [75, 83, 84].

Modèle *Plug-Flow* : Ce modèle est également unidimensionnel. Il considère un nombre variable de strates au cours du temps. Les strates n'échangent ni matière ni énergie avec leurs voisines. Au cours d'un pas de temps, un volume de fluide peut venir s'insérer dans la cuve de

façon à conserver une température croissante avec la hauteur. Si la température de ce volume entrant est suffisamment proche de celle d'une strate préexistante, les deux volumes peuvent fusionner [80]. Dans le même temps, un volume équivalent doit se soustraire de la cuve de façon à conserver un volume total constant. Ce modèle est qualifié de “*book-keeping*” par Duffie et Beckman [21] car il correspond plus à un suivi de la taille, de la température et de la position des strates plutôt qu'à une réelle résolution d'équations de conservation. Ce modèle a cependant l'avantage d'être particulièrement rapide à simuler.

Modèle *Moving-Boundary* : Ce modèle, également unidimensionnel, est caractérisé par le fait qu'il ne considère que deux strates, chacune ayant un volume variable, et séparées par une surface virtuelle, appelée thermocline, qui correspond à une zone de fort gradient de température dont la position peut évoluer selon l'état de charge ou de décharge du système. Ces deux strates n'échangent pas de matière mais l'écriture de la conservation de la masse et de l'énergie dans la cuve permet de déterminer soit directement la hauteur de la thermocline [85], soit la température et le volume des strates respectives [78]. Ce modèle est idéal et physiquement impossible car il représente une stratification parfaite et néglige la 2^{nde} loi de la thermodynamique [85]. De ce fait, bien que les temps de calcul soient courts, il tend à surestimer la capacité de stockage effective.

Modèle *Fully-Mixed* : Ce modèle considère l'hypothèse selon laquelle le volume de fluide dans la cuve est parfaitement agité. Les équations de conservation de la masse et de l'énergie sont donc à écrire en supposant une température homogène dans la cuve. Cette méthode est décrite et utilisée par Duffie et Beckman [21] et Klein *et al.* [20] dans le cas de la production d'eau chaude solaire dans le domaine résidentiel. Bien que cette méthode permette d'obtenir des résultats rapidement, Kleinbach [82] et Campos Celador *et al.* [85] ont montré que cette approche tend à sous-estimer l'énergie délivrée et qu'elle n'est pas adaptée lorsque les phénomènes de stratification influencent le système global.

II.2.4 Les échangeurs de chaleur à plaques

La complexité de la modélisation des échangeurs à plaques (PHEX) réside dans la variété de leur géométrie et de leur mode de fonctionnement. Ainsi, le nombre de plaques, le nombre de passes, la distance inter-plaque, la surface de plaque, l'épaisseur de plaque et l'angle de corrugation sont des paramètres, parmi d'autres, caractérisant ce type d'échangeurs ainsi que les écoulements qui les traversent. Tout d'abord, il existe des modèles complexes qui discrétisent spatialement l'échangeur de façon à observer l'évolution de la température des fluides entre les plaques [43, 86, 87]. Ceux-ci ne sont toutefois pas adaptés lorsqu'il s'agit de simuler un système énergétique complet car trop gourmands en temps calcul par rapport au gain de précision. Des méthodes générales de dimensionnement des échangeurs permettent d'évaluer simplement et assez précisément le comportement d'un PHEX. Les hypothèses suivantes sont généralement considérées [87] :

- L'accumulation d'énergie est négligée.
- Les pertes d'énergie vers l'ambient sont négligées.

- La distribution des courants est uniforme au sein des divisions d'une même passe.
- Aucun changement de phase n'a lieu au sein de l'échangeur.
- Chaque passe a la même surface d'échange.
- Le mélange à la fin d'une passe est considéré parfait.

Les méthodes ϵ -NUT et DTLM sont applicables pour dimensionner un PHEX puis pour calculer son comportement en fonctionnement, à dimensionnement fixé [43]. Dans les deux cas, on utilise les équations (II.9) et (II.10) avec T_{ce} et T_{cs} les températures en entrée et en sortie d'échangeur pour le courant chaud et, T_{fe} et T_{fs} les températures en entrée et en sortie d'échangeur pour le courant froid. La puissance échangée et les températures de sorties sont les inconnues du problème. Une troisième équation est donc nécessaire. La méthode ϵ -NUT écrit l'équation (II.11) avec ϵ_{HX} , l'efficacité de l'échangeur. La méthode DTLM écrit l'équation (II.12) avec U le coefficient d'échange global, A , la surface d'échange et F le ratio de la différence de température logarithmique réelle sur la différence de température logarithmique pour un arrangement en contre-courant pur. Ce coefficient F permet de prendre en compte, en particulier, les arrangements multipasses.

$$\dot{Q}_{HX} = (\dot{m}Cp)_c \cdot (T_{ce} - T_{cs}) \quad (\text{II.9})$$

$$= (\dot{m}Cp)_f \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{II.10})$$

$$= \epsilon_{HX} \cdot (\dot{m}Cp)_{\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II.11})$$

$$= F \cdot U \cdot A \cdot \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}\right)} \quad (\text{II.12})$$

Par ailleurs, Kandlikar et Shah [88] ont pu mettre en relation ϵ_{HX} et F pour des configurations d'échangeurs mono ou multipasse, figure II.16. Bien qu'il n'existe aucune équation générale permettant de déterminer le facteur de correction F pour toutes les configurations d'échangeur, ils ont cependant pu montrer qu'avec un nombre de plaques suffisamment grand (> 40 , [87]), les effets de bords et inter-passes peuvent être négligés [89] : en configuration mono-passe, cela nous permet d'écrire directement $F = 1$. En configuration multipasse, l'échangeur peut être considéré comme une combinaison d'échangeurs monopasses en co- et/ou contre-courant pur. Ainsi, selon les nombres de passes côté chaud et côté froid, des formules permettent d'évaluer l'efficacité d'un échangeur multipasse en fonction des efficacités d'échangeurs monopasses co-courant et contre-courant purs.

De plus, en considérant les propriétés thermophysiques des fluides constantes et une distribution uniforme de l'écoulement au sein de l'échangeur, le coefficient d'échange global U est constant le long de l'échangeur et s'écrit par l'équation (II.13) comme une somme de résistances thermiques [90], avec h_c et h_f , les coefficients de convection côtés chaud et froid, e_p et λ_p l'épaisseur et la conductivité thermique de la plaque et $R_{encr,c}$ et $R_{encr,f}$ les résistances d'encrassement côtés chaud et froid. La détermination du coefficient U nécessite des corrélations pour l'évaluation des coefficients de convection. Pour un fluide newtonien en écoulement turbulent, les corrélations s'écrivent tel que l'équation (II.14). Les paramètres a à d sont déterminés empiriquement et dépendent, entre autres, de la géométrie d'échangeur.

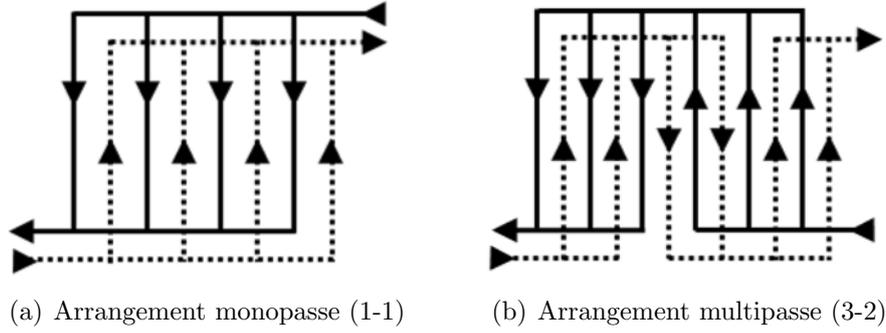


FIGURE II.16 – Exemples de configuration d'un PHEX

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f} + \frac{e_p}{\lambda_p} + R_{encr,c} + R_{encr,f} \quad (\text{II.13})$$

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{\lambda} = a \cdot Re^b \cdot Pr^c \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^d \quad (\text{II.14})$$

Une revue des corrélations publiées dans la littérature est effectuée par Pradhan *et al.* [91] ou encore par Kakaç et Liu [90]. Très souvent, ces corrélations sont limitées à une plage de validité notamment pour les valeurs d'angle de corrugation des plaques ou du nombre de Reynolds caractéristique de l'écoulement. Muley et Manglik [92] proposent également ce type de corrélations suite à leurs travaux expérimentaux sur les échangeurs à plaques. Généralement, le coefficient d'échange global U pour un transfert eau/eau varie entre 3000 et 9000 $W.m^{-2}.K^{-1}$ selon l'état d'encrassement de l'échangeur [90]. Par ailleurs, il existe dans la littérature de nombreuses corrélations permettant de caractériser les pertes de charges d'un écoulement au sein d'un PHEX [43, 90].

Nous avons décrit dans cette partie les différents modèles les plus utilisés pour représenter le comportement des principaux éléments d'une CST : les capteurs, la cuve de stockage et les échangeurs à plaques. Dans la partie suivante, nous prenons le point de vue du système complet et nous intéressons aux simulations réalisées dans la littérature et aux stratégies de contrôle existantes.

II.3 Simulation et contrôle des CST

La modélisation et la simulation de grandes CST sont des sujets de recherche plutôt récents. Cependant, ils se basent sur une expérience solide acquise depuis les années 70 qui concernent la simulation des systèmes solaires pour la production d'eau chaude sanitaire. Ces installations étant principalement conçues pour le domaine résidentiel, la taille du champ solaire est très faible et la dynamique du système et la variabilité de la demande sont bien différentes de celles des centrales et applications étudiées ici. Deux approches différentes sont utilisées dans le but de modéliser puis simuler des systèmes solaires thermiques [93].

L'approche quasi-statique est basée sur une analyse du système en régime permanent dans laquelle le comportement saisonnier est pris en compte en fixant certains paramètres

de fonctionnement déduits de statistiques mensuelles. Généralement, ce sont des méthodes utilisées pour le dimensionnement d'installations pour la production d'eau chaude sanitaire. Citons l'une des plus connues et utilisées, la méthode F-Chart [20,94]. Elles ont l'avantage d'être rapides à utiliser mais ne conduisent à de bonnes estimations que sur des horizons de temps très longs (une année). En effet, sur des horizons de temps plus courts, un mois ou moins, elles peuvent conduire à des erreurs de l'ordre de 10% dues à la variabilité de la météo, au moyennage des performances des capteurs, aux variations de la demande, à l'hypothèse d'un stockage homogène en température, etc [21]. L'approche dynamique, est mieux adaptée pour rendre compte du fonctionnement d'une CST mais elle nécessite des données météorologiques plus détaillées et elle est beaucoup plus coûteuse en temps calcul. C'est pourquoi l'approche quasi-statique est souvent préférée lors de l'étape de conception. Cependant, l'approche dynamique permet de concevoir une CST dont la taille sera plus adaptée aux besoins et surtout de mettre en place une stratégie de contrôle permettant de répondre à une demande variable selon un pas de temps court.

De nos jours, la simulation dynamique des CST connaît un regain d'intérêt de par la volonté notamment d'augmenter la part des énergies renouvelables dans les réseaux de chaleur urbains. Ainsi, Winterscheid *et al.* [95] ont étudié l'intégration d'une CST à un réseau de chaleur dont la principale source d'énergie vient d'une centrale à cogénération (CHP - *Combined Heat and Power*). Ils ont montré que cette intégration permet, en plus de réduire les émissions de dioxyde de carbone, une plus grande flexibilité opérationnelle dans le fait qu'elle vient améliorer l'efficacité de la CHP et qu'elle peut réagir plus facilement aux fluctuations du prix de l'électricité notamment. Très souvent, l'étude des CST se résume à une analyse technico-économique : Couturier *et al.* [96] et Lozano *et al.* [97] ont par exemple étudié l'économie d'un projet de CST avec un stockage saisonnier en lac en évaluant l'influence de différents paramètres (surface du champ solaire, volume de stockage, nombre de consommateurs finaux) sur la fraction solaire et finalement le coût de la chaleur. Certaines études reprennent ces analyses économiques mais montrent également qu'une stratégie de contrôle adaptée permet d'améliorer l'efficacité de ces systèmes et mentionnent le fait que l'optimisation dynamique ou le contrôle par modèle prédictif pourraient être utilisés pour optimiser leur fonctionnement [98–100]. L'industrie s'intéresse également de plus en plus à l'intégration de CST à ses procédés. En effet, Cuevas *et al.* [101] montre l'intérêt du solaire thermique associé au procédé de récupération du cuivre par extraction électrolytique. De plus, il compare les solutions avec et sans concentration solaire afin de déterminer la plus adaptée à la demande. Par ailleurs, Quijera *et al.* se sont intéressés au secteur agroalimentaire et notamment à l'intégration d'une CST en amont d'un bouilleur au sein du procédé d'une conserverie [102]. Vargas-Bautista *et al.* ont simulé l'intégration d'une CST au niveau du bouilleur d'une colonne à distiller [103]. Enfin, Parvareh *et al.* ont simulé l'intégration d'une CST en parallèle des préchauffeurs d'eau et donc en amont du bouilleur d'une centrale thermique produisant de l'électricité à grande échelle [104].

Dans l'ensemble, les travaux sur les CST fournissant de la chaleur basse température se concentrent généralement sur les aspects économiques et donc de dimensionnement en se basant sur une stratégie de fonctionnement standard. Cependant, le fonctionnement de ces CST peut également être optimisé de façon à fournir un maximum d'énergie au consommateur et

faire diminuer le coût de la chaleur. Dans le domaine “voisin” des centrales solaires thermodynamiques (CSP) utilisant des technologies solaires à concentration et produisant de l'électricité, les stratégies de contrôle et la gestion du stockage sont des sujets d'actualité qui font l'objet de nombreuses publications et qui peuvent nous intéresser dans notre recherche d'un fonctionnement optimal. Ainsi, Manenti *et al.* [105, 106] ont simulé le fonctionnement dynamique de la centrale CSP Archimède en Italie. Ils ont représenté de manière simplifiée le fonctionnement de cette centrale et ont pu obtenir une simulation dynamique suffisante pour analyser les phases de démarrage et d'arrêt ainsi que la possible stratégie de contrôle de la centrale. Seule une approche dynamique permet d'appréhender ces problèmes (démarrage, arrêt, contrôle). Elle permet de prendre en compte la variabilité de la ressource solaire, la réponse du système à cette “perturbation” et la variabilité de la demande sous la forme d'un système différentiel à résoudre. De même, Al-Maliki *et al.* [107] ont modélisé la centrale CSP Andasol II (Espagne). Ils ont simulé son fonctionnement dynamique et font état de la stratégie de contrôle complexe qu'ils ont mis en place. Enfin, Biencinto *et al.* [108] comparent différentes configurations pour le stockage d'énergie ainsi que différentes stratégies de contrôles dans le but d'augmenter la production d'électricité d'une CSP.

De plus, la variabilité de la ressource solaire rend son utilisation moins simple que les ressources fossiles pour lesquelles un système d'asservissement peut lier facilement le débit de combustible à la demande. La ressource solaire ne pouvant pas être manipulée, elle agit dans la boucle de contrôle telle une perturbation et il s'agit donc de “jouer” sur d'autres variables d'actions pour maintenir une consigne. Camacho *et al.* [109, 110] proposent une revue intéressante des stratégies de contrôle par degré d'utilisation dans l'industrie et dans le monde du solaire thermique. La consigne ou le *setpoint* transmis au contrôleur est généralement défini par une valeur ou un profil optimal à atteindre par une variable d'état mesurée (variable contrôlée), comme une température par exemple. Pour cela, le contrôleur agit sur une ou plusieurs variables dites manipulées comme un débit massique. Ainsi, une boucle de régulation fait intervenir différents éléments (contrôleur, actionneur, procédé, capteur/transmetteur, etc) et voit différents types de message circuler (consigne, commande, perturbation, erreur, etc). La régulation peut s'effectuer en boucle ouverte (sans corrections rétroactives), en boucle fermée (avec corrections rétroactives), ou en une combinaison de celles-ci (en cascade, mixtes, etc) [111].

Les contrôleurs PID sont les contrôleurs les plus utilisés du fait de leur simplicité de mise en œuvre. Ainsi, la simulation dynamique de la centrale CSP Archimède en Italie a utilisé trois contrôleurs PID pour maintenir différents niveaux de température et de débit dans les boucles solaires, de fourniture et de génération de vapeur [106]. Par ailleurs, des stratégies de contrôle avancées, basées sur un modèle du procédé et pouvant prendre en compte des prévisions de perturbation, pourraient permettre au procédé de gagner en efficacité et notamment pour la fourniture de chaleur solaire [112]. Par exemple, le contrôle par modèle prédictif (MPC) est une de ces techniques qui sont de plus en plus utilisées à l'heure actuelle. Cette méthode de contrôle repose principalement sur la précision du modèle utilisé pour représenter le comportement du système considéré. Un horizon de temps fuyant est utilisé et, durant la période d'échantillonnage, l'erreur quadratique entre la trajectoire de référence (la consigne) et

la réponse prédite par le modèle est minimisée en ajustant la valeur des variables manipulées. Celles-ci sont formulées sous la forme d'une commande implémentée dans le procédé par l'intermédiaire des actionneurs. Le MPC est de plus en plus populaire dans le domaine du solaire et en particulier pour le contrôle des installations de production de froid solaire [113, 114] et des centrale CSP [115–117].

La consigne envoyée à un contrôleur peut être définie par une stratégie de pilotage globale ou par une procédure d'optimisation. On parle ici d'une logique de contrôle haut-niveau (en opposition avec les stratégies de contrôle/régulation qui correspondent à une logique de contrôle bas-niveau). La section suivante traite des méthodes d'optimisation permettant d'obtenir cette consigne optimale et de leurs applications aux CST.

II.4 Méthodes d'optimisation

L'optimisation est un sujet de recherche majeur dans différents domaines et en particulier en ingénierie. De plus en plus de problèmes font appel aujourd'hui à l'optimisation afin de déterminer le dimensionnement ou les conditions de fonctionnement optimales d'un procédé de façon à minimiser les coûts d'investissement ou à maximiser les performances du procédé ou son profit par exemple. De ce fait, des techniques et des outils innovants ont été développés afin de répondre à ces problèmes. Cependant, une grande majorité de ces outils n'ont d'abord été applicables qu'aux problèmes d'optimisation en régime permanent [118]. La solution de ces problèmes consiste en la détermination d'une unique valeur pour chaque variable d'optimisation du problème dans le but de minimiser ou maximiser une fonction objectif en un point (régime permanent). L'optimisation dynamique se différencie dans le fait qu'elle s'intéresse au profil temporel des variables d'optimisation, c'est à dire à leur valeur à chaque instant t sur un intervalle de temps continu $[t_0, t_f]$, dans le but de minimiser ou de maximiser une fonction objectif sur l'horizon de temps considéré [118].

Comme évoqué précédemment, les CST ne connaissent pas de régime permanent du fait d'une ressource solaire intermittente. La détermination du dimensionnement optimal et du fonctionnement optimal de celles-ci passe donc par la résolution d'un problème d'optimisation dynamique. Ainsi, dans cette partie, nous nous intéressons aux caractéristiques de ces problèmes, à la manière de les formuler, aux méthodes permettant de les résoudre et enfin aux applications de ces méthodes dans le solaire thermique.

II.4.1 Formulation d'un problème d'optimisation dynamique

Un procédé dynamique est généralement représenté par un système d'équations algébro-différentielles traduisant les équations de conservation, des contraintes de fonctionnement, etc. Ce modèle peut faire intervenir des équations algébriques, des équations aux dérivées partielles (EDP) et/ou des équations différentielles ordinaires (EDO) [119]. Lorsqu'il fait intervenir des EDP, le modèle peut se ramener à un système d'équations algébro-différentielles (DAE - *Differential Algebraic Equations*) en conservant une unique variable d'intégration et en discrétisant les autres. Ainsi, pour un système dynamique décrit par des variables dépendant uniquement du temps, le problème d'optimisation dynamique est écrit de la manière suivante [120] :

$$\min_{z,y,u_1,u_2,p} J = \mathcal{M}(t_f, z(t_f)) + \int_{t_0}^{t_f} \mathcal{L}(t, z(t), y(t), u_1(t), u_2) dt \quad (\text{II.15})$$

soumis à

$$\frac{dz(t)}{dt} = f(t, z(t), y(t), u_1(t), u_2) \quad (\text{II.16})$$

$$z(t_0) = z_0 \quad (\text{II.17})$$

$$g(t, z(t), y(t), u_1(t), u_2) = 0 \quad (\text{II.18})$$

$$h(t, z(t), y(t), u_1(t), u_2) \leq 0 \quad (\text{II.19})$$

$$u_{1,min} \leq u_1(t) \leq u_{1,max} \quad , \quad y_{min} \leq y(t) \leq y_{max} \quad , \quad z_{min} \leq z(t) \leq z_{max} \quad (\text{II.20})$$

$$u_{2,min} \leq u_2 \leq u_{2,max} \quad (\text{II.21})$$

et soumis si nécessaire à un état final :

$$z(t_f) = z_f \quad (\text{II.22})$$

$$g(t_f, z(t_f)) = 0 \quad (\text{II.23})$$

Pour un instant $t \in [t_0, t_f]$, $z(t)$ désigne l'ensemble des variables d'état différentielles (comme une température), $y(t)$ l'ensemble des variables d'état algébriques et $u_1(t)$ l'ensemble des variables de contrôle dépendantes du temps (comme un débit massique). u_2 représente l'ensemble des variables indépendantes du temps (comme un volume de stockage). Les variables $u_1(t)$ et u_2 peuvent être continues ou discrètes : on fait alors la distinction entre un problème d'optimisation dynamique (DO - *Dynamic Optimization*) et un problème d'optimisation dynamique en variables mixtes (MIDO - *Mixed Integer Dynamic Optimization*). L'équation (II.15) représente la fonction objectif écrite sous la forme de Bolza avec J un scalaire à minimiser. Le premier terme de la fonction objectif correspond au terme de Mayer (\mathcal{M}) et le second au terme de Lagrange (\mathcal{L}). Une formulation n'employant qu'un seul de ces deux termes correspondrait à un problème d'optimisation équivalent [120]. Les équations (II.16) à (II.19) forment le système d'équations algébro-différentielles. En particulier, l'équation (II.17) correspond à la condition initiale pour les variables d'état différentielles. Les équations (II.20) et (II.21) indiquent les bornes inférieures et supérieures de l'ensemble des variables. Enfin, les équations (II.22) et (II.23) sont appliquées dans le cas où l'on souhaite imposer respectivement une condition finale ou une contrainte sur l'état final du système.

II.4.2 Méthodes de résolution d'un problème d'optimisation dynamique

Stratégies générales de résolution

Biegler [120, 121] et Biegler et Grossmann [119] rendent compte de différentes méthodes de résolution des problèmes d'optimisation dynamique : la programmation dynamique, les méthodes variationnelles et les méthodes directes. La figure II.17 illustre ces différentes stratégies de résolution.

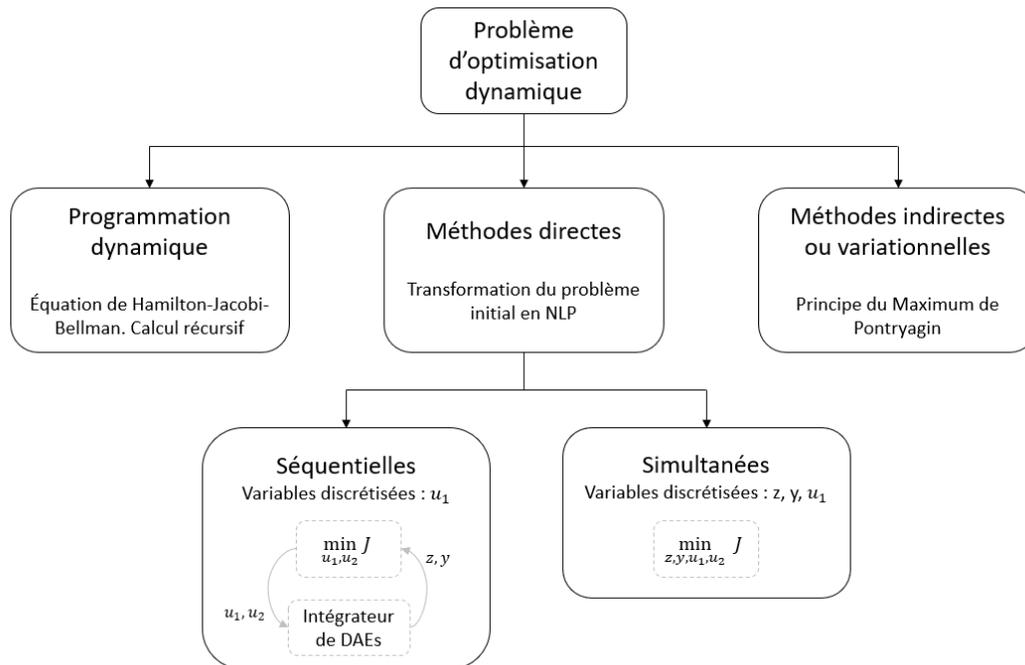


FIGURE II.17 – Stratégies de résolution d'un problème d'optimisation dynamique

Les approches indirectes ou variationnelles utilisent les conditions nécessaires d'optimalité du premier ordre obtenues par application du calcul "classique" des variations ou du Principe du Maximum de Pontryagin. Elles sont toutefois difficiles à utiliser lorsque le problème est non-linéaire, contraint et est soumis à de fortes instabilités. Miranda Montealegre [122] a par exemple utilisé cette méthode pour l'optimisation du dimensionnement et du fonctionnement d'un procédé de distillation réactive.

La programmation dynamique s'appuie sur le principe d'optimalité de Bellman pour calculer de manière récursive, à partir d'un état final connu du système, l'évolution temporelle des variables d'optimisation de façon à minimiser la fonction objectif sur l'horizon de temps considéré. Cependant, son application se limite généralement à la résolution de problèmes de petite taille. Wittman *et al.* [123] ont par exemple utilisé cette méthode pour maximiser les bénéfices générés par une centrale CSP en tenant compte de la variabilité du prix de l'électricité et des conditions météorologiques.

Les méthodes directes, souvent résumées par l'expression "*first discretize, then optimize*", transforment le problème initial en un problème de programmation non-linéaire (NLP pour

des variables continues, MINLP pour des variables mixtes, Cf section II.4.3) en appliquant une stratégie de discrétisation avant de lancer la procédure d'optimisation. Parmi ces méthodes directes, on trouve les méthodes séquentielles et les méthodes simultanées.

Les méthodes séquentielles utilisent une discrétisation partielle des variables : seules les variables de contrôle (u_1) sont discrétisées, générant ainsi de nouvelles variables d'optimisation, algébriques (\tilde{u}_1). Ces méthodes sont dites séquentielles car elles consistent en une procédure itérative alternant la simulation du procédé et l'optimisation. Un intégrateur de DAE permet ainsi de résoudre le système lors de l'étape simulation. Les gradients de la fonction objectif relatifs aux variables d'optimisation (\tilde{u}_1, u_2) sont évalués par l'intermédiaire des équations de sensibilité du problème ou perturbations numériques. Cela permet ensuite à un solveur de NLP (ou MINLP pour des variables mixtes) d'actualiser ces variables lors de l'étape optimisation de la méthode. Avec ces nouvelles valeurs des variables d'optimisation, une nouvelle simulation peut être effectuée et ainsi de suite. Le principal inconvénient des méthodes séquentielles est qu'elles sont très chronophages du fait de leur deux niveaux de résolution et de la nécessité de faire appel, à chaque itération, à un intégrateur de DAE qui peut, dans certains cas, avoir des difficultés à résoudre le système.

L'approche simultanée, ou orientée-équation, réalise la discrétisation de l'ensemble des variables (dépendantes du temps) du problème ce qui génère un problème NLP (ou MINLP) de très grande taille. Bien que cette méthode alourdisse grandement le problème, compte tenu des moyens modernes de calcul et des progrès effectués au niveau des méthodes de résolution [124], l'approche simultanée a l'avantage d'être bien plus rapide qu'une méthode séquentielle car la simulation et l'optimisation sont ici au même niveau hiérarchique ce qui entraîne que le système de DAE n'a besoin d'être satisfait qu'au point optimal. Par ailleurs, les calculs de sensibilité sont ici remplacés par l'évaluation du Lagrangien de la fonction objectif et des contraintes. Enfin, une approche est particulièrement plébiscitée pour réaliser la discrétisation spécifique des variables d'état : les méthodes de collocation [120]. Nous proposons d'utiliser ces méthodes pour implémenter l'approche simultanée dans la suite de ces travaux. Des généralités sont présentées dans le paragraphe suivant et l'implémentation de la méthode sera détaillée dans le chapitre suivant.

Méthodes de collocation

Les méthodes de collocation sont des stratégies de discrétisation permettant la résolution des problèmes différentiels. Ces méthodes imposent que l'ensemble des variables du problème soient approximées par une somme \tilde{z} de fonctions d'essai, équation (II.24), dont les dérivées par rapport à la variable d'intégration sont analytiquement connues. Ainsi, la satisfaction de l'ensemble des équations du problème (et en particulier des équations différentielles) aux différents points i du maillage temporel, appelés points de collocation, permet de transformer le système de DAE en un système d'équations non-linéaires purement algébriques dont les inconnues sont les coefficients w_i des fonctions représentant les variables [125].

$$\tilde{z}(t) = \sum_{i=1}^{N_c} w_i \cdot L_i(t) \tag{II.24}$$

Les résidus, caractérisant la différence entre la solution exacte z et l'approximation \tilde{z} , sont nuls aux points de collocations et théoriquement non nuls en tout autre point. Une analyse de sensibilité sur le nombre de points de collocation permet cependant de déterminer le nombre N_c à partir duquel les résidus sont considérés négligeables. Par ailleurs, on considère généralement une approximation polynomiale pour représenter les variables. De ce fait, on peut écrire \tilde{z} sous la forme d'une série de puissances, équation (II.25), ou encore en utilisant les polynômes d'interpolation de Lagrange, équation (II.26) [120]. Dans ces formulations, les coefficients s_i et z_i deviennent les variables d'optimisation associées à leurs fonctions d'essai respectives.

$$\tilde{z}(t) = \sum_{i=1}^{N_c} s_i \cdot t^{i-1} \quad (\text{II.25})$$

$$\tilde{z}(t) = \sum_{i=1}^{N_c} z_i \cdot \left(\prod_{k=1, k \neq i}^{N_c} \frac{t - t_k}{t_i - t_k} \right) \quad (\text{II.26})$$

Enfin, le choix des points de collocation est important car il détermine la stabilité et la précision de la méthode. Ceux-ci ne sont généralement pas choisis de manière équidistante sur l'horizon de temps mais plutôt de telle sorte qu'ils correspondent aux racines de polynômes orthogonaux comme les polynômes de Legendre par exemple. Ce choix permet de minimiser l'erreur $|z(t) - \tilde{z}(t)|$ et de la répartir uniformément sur l'horizon de temps [126, 127]. De plus, ces points de collocation possèdent l'avantage de permettre le calcul exact de l'intégrale de $\tilde{z}(t)$ par la méthode de quadrature de Gauss [120]. Ce choix des points de collocation permet de nommer cette méthode collocation orthogonale. Cette méthode a été appliquée par de nombreux auteurs pour résoudre des problèmes de physique [128, 129] et d'ingénierie chimique [125].

L'un des avantages majeurs de cette méthode de collocation orthogonale est que l'interpolation polynomiale permet l'obtention d'une solution continue sur l'horizon de temps tandis que des méthodes plus classiques de différences finies ne réalisent que l'interpolation linéaire des valeurs obtenues aux différents points du maillage temporel [125]. De ce fait, à précision égale, la méthode de collocation orthogonale nécessite moins de points de collocation et moins de temps pour converger [130, 131].

Lorsque l'horizon de temps est long ou que la dynamique du système demande plus de précision, on peut utiliser une méthode dérivée appelée collocation orthogonale sur éléments finis. Le domaine d'intégration est divisé en sous-domaines ou éléments finis au sein desquels on applique la collocation orthogonale. Une variable est donc représentée par une fonction polynomiale sur chaque élément fini. La continuité des variables d'état entre ces éléments finis doit être imposée. Différents auteurs constatent que cette méthode est également plus efficace que les méthodes par différences finies en ce qui concerne le temps calcul [120, 130]. Elle a par ailleurs été utilisée à plusieurs reprises pour la simulation et l'optimisation dynamique de systèmes solaires thermiques [132, 133]. Enfin, Nova Rincon [134] a implémenté cette méthode pour discrétiser des EDP selon deux variables d'intégration (espace et temps) dans le cadre de l'optimisation dynamique d'un système de distribution de froid à l'échelle urbaine.

II.4.3 Caractérisation et algorithmes de résolution

Nous avons vu précédemment la formulation d'un problème d'optimisation dynamique et les différentes méthodes générales permettant de le résoudre. En particulier, une méthode simultanée applique une discrétisation de l'ensemble des variables dépendant du temps et transforme ainsi le système de DAE en un système d'équations purement algébriques. A la suite d'une telle formulation du problème, il convient d'en analyser les caractéristiques. Une méthode d'optimisation universelle capable de résoudre efficacement tous les problèmes n'existe pas. Cependant, selon les caractéristiques de chaque problème, il existe un certain nombre de méthodes plus ou moins adaptées.

Les contraintes et la fonction objectif : La fonction objectif est la fonction que l'utilisateur veut optimiser (minimiser les coûts ou maximiser la production par exemple) en déterminant la trajectoire optimale des variables d'optimisation au cours du temps (pour celles qui dépendent du temps). L'ensemble des équations, égalités et inégalités, définissant le problème sont des contraintes. Par exemple, l'ensemble des équations d'un modèle ou encore les bornes associées à l'ensemble des variables du problème sont des contraintes. Ces contraintes définissent un domaine de recherche dans lequel il peut exister une infinité de solutions acceptables (i.e. solutions pour lesquelles les contraintes sont satisfaites) parmi lesquelles une est meilleure que les autres d'un point de vue de la fonction objectif choisie. Cependant, plus on ajoute des contraintes, plus le domaine de recherche rétrécit. Certaines contraintes peuvent également rendre ce domaine de recherche vide.

Les variables : Il existe deux types de variables : les variables discrètes (entières, binaires ou appartenant à un ensemble fini de valeurs) et les variables continues. Les variables discrètes sont généralement utilisées pour réaliser des choix binaires comme par exemple l'existence ou non d'une unité. Les variables continues peuvent quant à elles servir à déterminer le design d'une unité (volume de stockage) ou l'évolution d'une variable d'état (température). Lorsqu'on utilise ces deux types de variables, on dit qu'on utilise des variables mixtes.

La formulation de la fonction objectif, la formulation des contraintes et le type de variables utilisées caractérisent le problème formulé. Le tableau II.1 regroupe les principaux types de problèmes : LP *Linear Programming*, NLP *Non-Linear Programming*, MILP *Mixed-Integer Linear Programming* et MINLP *Mixed-Integer Non-Linear Programming* [120].

Caractéristiques du problème		Contraintes et fonction objectif	
		Linéaires	Non-linéaires
Variables	Continues	LP	NLP
	Mixtes	MILP	MINLP

TABLE II.1 – Caractérisation du problème formulé

Une fois le problème caractérisé, un algorithme de résolution peut être choisi. Pour les problèmes LP, les principaux algorithmes de résolution sont la méthode du Point Intérieur [135] et le Simplex [136]. Les problèmes NLP sont généralement résolus par des algorithmes

du type Programmation Quadratique Successive (SQP) [137] ou Gradient Réduit Généralisé (GRG) [138]. Un couplage des algorithmes de Séparation et Évaluation Progressives (BB - *Branch and Bound*) et de Simplex permet de résoudre les problèmes MILP et un algorithme d'*Outer Approximation* couplant le SQP (ou GRG) et le BB permet par exemple de résoudre les problèmes MINLP [139]. Ces algorithmes ne seront pas étudiés plus en détails dans ce document.

II.4.4 Optimisation dynamique appliquée aux CST

Comme évoqué précédemment, l'optimisation dynamique est un élément majeur des logiques de contrôle haut-niveau qui permet de fournir une consigne optimale aux contrôleurs d'une CST. La résolution numérique du problème mathématique formulé précédemment peut s'appliquer à deux types d'optimisation dynamique : en temps réel ou hors-ligne.

L'optimisation dynamique en temps réel, *Dynamic - Real Time Optimization* (DRTO), consiste à calculer, en ligne, une consigne optimale. Elle correspond à une évolution de la méthode plus classique de *Real-Time Optimization* (RTO) qui emploie un modèle du système (généralement en régime permanent) afin de corriger la commande optimale précédente et de déterminer une nouvelle consigne optimale au regard de la fonction objectif sous les perturbations actuellement mesurées tout en satisfaisant les contraintes opérationnelles. La nouvelle consigne optimale peut ainsi être fournie aux contrôleurs de façon à ce qu'elle soit implémentée directement dans le système. Une RTO a par exemple permis à Rashid *et al.* [140, 141] de maximiser la production solaire d'une centrale CSP intégrée, en différents points et différents niveaux de température, à une centrale électrique approvisionnée en gaz naturel. Les degrés de liberté offerts par cette "intégration flexible de chaleur" ont permis à la RTO de déterminer la température optimale de production solaire selon les conditions météo ainsi que les points de livraison optimaux. Cependant, une RTO classique peut être difficile à utiliser lorsque la variabilité des perturbations est forte, comme c'est le cas pour des conditions météorologiques, car la procédure d'optimisation ne peut être lancée que lorsqu'un régime permanent est atteint [142]. De ce fait, des alternatives comme les DRTO [143, 144] et ROPA (*Real-time Optimization with Persistent Adaptation*) [142] ont adapté cette condition de façon à pouvoir lancer la procédure d'optimisation lorsque les perturbations sont à même de grandement influencer la commande optimale.

L'optimisation dynamique hors-ligne permet également de fournir une commande optimale. Sa spécificité est qu'elle ne communique ni avec les contrôleurs, ni avec une centrale d'acquisition de données météorologiques. Elle considère les perturbations comme des entrées connues du problème pour la totalité de l'horizon de temps. Cette technique permet donc de générer une commande optimale théorique, basée sur un objectif technique et/ou économique, pour des perturbations connues sur l'horizon de temps considéré. Contrairement à l'optimisation en temps réel qui doit être capable de calculer une commande optimale en un temps donné et donc avec des modèles simplifiés en conséquence, l'optimisation hors-ligne peut être menée sur des horizons de temps plus ou moins longs et avec des modèles plus complexes [145]. Par ailleurs, l'utilisation de systèmes ayant une dynamique lente, comme le stockage d'énergie thermique, peut être pris en compte efficacement et des stratégies de fonctionnement contre-

intuitives, dépendant de la variabilité des conditions météo et de la courbe de charge du client d'une CST, peuvent ainsi être déterminées sur des horizons de temps plus ou moins longs. Par ailleurs, si un problème d'optimisation hors-ligne est résoluble en un temps suffisamment court, il pourrait être implémenté en tant que DRTO en communication avec des contrôleurs et des conditions météo mesurées et possiblement prédites à court terme [144]. Cependant, l'optimisation dynamique hors-ligne est peu appliquée aux centrales solaires thermiques.

En effet, dans le cas de la fourniture de chaleur à un industriel ou à un réseau de chaleur urbain, la grande majorité des études réalisées s'intéressent à l'optimisation du dimensionnement de la CST en se basant sur une stratégie de contrôle standard (simulant l'utilisation de contrôleurs et/ou sous la forme d'une logique de contrôle utilisant des formulations conditionnelles). L'optimisation réalisée n'est donc pas dynamique. Tian *et al.* [146] ont pris le cas de la centrale de Tars au Danemark composée de capteurs FPC et PTC et étudié indépendamment la maximisation de la fourniture d'énergie et la minimisation du LCOH (*Levelized Cost Of Heat*) de la centrale. Le volume de stockage, les surfaces, orientation et inclinaison des capteurs sont les variables de décision et un algorithme métaheuristique est utilisé. Hirvonen *et al.* [147] et Tulus *et al.* [148] ont réalisé des optimisations multi-objectifs et généré la frontière de Pareto correspondant au compromis, ou *trade-off*, entre les deux objectifs considérés. En particulier, Hirvonen *et al.* [147] ont optimisé le dimensionnement d'une centrale composée de capteurs FPC et PV (PhotoVoltaïque), de deux stockages buffers, d'un stockage saisonnier en *boreholes* et d'une pompe à chaleur dans le cas de la fourniture de chaleur à une communauté finlandaise comptant entre 50 et 500 bâtiments et en s'appuyant sur des objectifs de coût de cycle de vie et de quantité d'électricité importée. Tulus *et al.* [148] ont utilisé des objectifs économiques et environnementaux pour optimiser le dimensionnement d'une centrale composée de capteurs FPC et d'un stockage saisonnier, et fournissant de la chaleur à plus de 1000 habitations en Espagne. Des améliorations environnementales et économiques significatives ont été obtenues par comparaison avec l'utilisation d'un système de chauffage au gaz. De même, pour la fourniture de chaleur solaire aux procédés industriels, Silva *et al.* [149] et Jannesari et Babaei [150] ont réalisé l'optimisation multi-objectif du dimensionnement d'une CST en se basant, entre autres, sur des objectifs de temps de retour sur investissement et de *Life Cycle Savings* (représentant la différence entre le coût du cycle de vie d'un système fossile classique et celui du système solaire mis en place). Enfin, le dimensionnement des centrale CSP a également été optimisé dans le cas de la fourniture d'électricité selon plusieurs objectifs spécifiques (par exemple, facteur de capacité et coût de l'électricité) par Pizzolato *et al.* [151] et Starke *et al.* [152]. De manière générale, dans la littérature, l'optimisation du dimensionnement d'une CST se base sur une stratégie de contrôle standard et sur une fonction multi-objectif et est résolue à l'aide d'algorithmes méta-heuristiques.

Toutefois, à dimensionnement fixé, le fonctionnement dynamique des CST peut également être optimisés, et ce, par la résolution d'un problème d'optimisation dynamique hors-ligne. A la connaissance des auteurs, seul le fonctionnement des centrales CSP fournissant de l'électricité a été optimisé avec ce type d'optimisation. En particulier, la prise en compte de la variabilité du prix de l'électricité permet de maximiser les bénéfices de ces centrales liés à la vente d'électricité en jouant, entre autres, sur les débits des différents courants. Casella *et al.* [153] utilisent la

méthode de collocation pour résoudre ce problème avec une stratégie orientée-équation tandis que Wittmann *et al.* [123] optent pour la programmation dynamique et le Principe de Bellman et que Lizarraga-Garcia *et al.* [154] utilisent des méthodes simultanées (avec collocation) et séquentielles. De plus, l'optimisation dynamique a permis d'optimiser l'utilisation des énergies renouvelables au sein de systèmes multi-énergies [132, 155]. En particulier, Powell *et al.* [132] ont optimisé le fonctionnement d'une centrale CSP dans le but de minimiser l'utilisation de la ressource fossile du système hybride solaire-fossile en prenant en compte les coûts opérationnels. Ils ont utilisé la méthode de collocation orthogonale sur éléments finis pour résoudre le problème. Ils ont pu ainsi constater des améliorations significatives de la fonction objectif par rapport à l'utilisation d'une stratégie de fonctionnement standard, notamment lorsque l'irradiation solaire varie fortement. Ces études prouvent donc qu'il peut être avantageux d'utiliser l'optimisation dynamique pour optimiser le fonctionnement des CST.

Par ailleurs, l'optimisation dynamique hors-ligne pourrait également permettre d'optimiser le fonctionnement et le dimensionnement de manière simultanée. Nous aurions ainsi des variables de décision qui dépendent du temps et qui gèrent le fonctionnement de la CST et des variables indépendantes du temps qui sont liées au dimensionnement de la CST. Ce type d'optimisation est souvent réalisé en génie des procédés et en particulier pour des procédés batch pour lesquels le fonctionnement est relativement court et répétitif ce qui facilite la convergence.

Pour des CST, les "perturbations" solaires et la courbe de charge doivent être prises en compte sur une année entière pour obtenir un dimensionnement adapté ce qui alourdit le problème à résoudre. Brodrick *et al.* [156] réalisent une optimisation simultanée du dimensionnement et du fonctionnement, par une technique de morcellement. Tout d'abord, ils réalisent l'optimisation du dimensionnement de centrales électriques et solaires thermiques combinées, à fonctionnement fixé, avec un algorithme méta-heuristique de colonies de fourmis pour maximiser la production d'électricité. Puis, avec ce dimensionnement optimal fixé, ils réalisent l'optimisation du fonctionnement des centrales de façon à maximiser le NPV (*Net Present Value*) et à minimiser les émissions de CO₂ avec un algorithme de recherche exhaustive. Ces deux problèmes s'alimentent l'un l'autre avec leurs résultats optimaux respectifs de manière itérative. Par ailleurs, il faut préciser également que leur horizon de temps est simplifié par une procédure de sélection de jours représentatifs d'une année puis d'heures représentatives. Gho-beity *et al.* [157] ont suivi une méthode similaire pour optimiser un système solaire à concentration particulier permettant de fournir de l'énergie à un générateur de vapeur. La définition d'un jour standard leur permet d'optimiser le dimensionnement du système ainsi que quelques variables de fonctionnement. Puis, sur un horizon de temps de 12 jours représentatifs d'une année, ils optimisent le fonctionnement complet du système de façon à maximiser la fourniture d'énergie. Une méthode stochastique est utilisée dans ce cas. Bravo et Friedrich [158] réalisent également une optimisation par morcellement avec une fonction multi-objectif et un algorithme génétique pour le cas de la centrale CSP d'Atacama-1. Ils se distinguent par le fait qu'ils utilisent un horizon de temps d'une année entière avec des pas de temps d'une heure. Enfin, le seul réel exemple d'une optimisation simultanée du dimensionnement et du fonctionnement d'une CST, pour la fourniture de chaleur solaire, est réalisée par Wallerand *et al.* [159]. Leur objectif est de minimiser l'ensemble des pertes thermiques d'une centrale fournissant de la cha-

leur basse température à un consommateur industriel. Parmi les variables de décision, ils ont notamment le volume de stockage et les débits massiques. Ils considèrent un horizon de temps d'un an discrétisé en pas de temps d'une heure et résolvent le problème par des "méthodes MILP" non précisées.

Type de CST	Optimisation du design	Optimisation dynamique		
		Hors-ligne		Temps réel
		Opérations seules	Opérations + Design	
CST avec/sans concentration pour fourniture de chaleur	[146] [147] [148] [149] [150]	<u>DO-C</u>	[159] <u>DO-L</u>	
CSP pour fourniture d'électricité	[151] [152]	[153] [123] [154] [132]	[156] [157] [158]	[140] [141]

TABLE II.2 – État de l'art de l'optimisation appliquée aux CST

Le tableau II.2 résume l'état de l'art réalisé pour l'optimisation appliquée aux CST. Les études d'optimisation concernant les systèmes solaires basse température ayant pour objectif la fourniture de chaleur se limitent régulièrement aux petites surfaces de champ solaire comme pour le domaine résidentiel, ou à l'optimisation du design en négligeant souvent la dynamique du système ou en n'utilisant qu'une stratégie standard de fonctionnement. Concernant les centrales dont l'objectif final est la production d'électricité, l'intérêt est apparemment plus grand pour l'optimisation dynamique, en particulier pour la prise en compte de la variabilité des tarifs d'électricité. Les travaux que nous présentons dans ce document sont donc innovants dans la mesure où ils se concentrent sur l'optimisation des CST de grande taille dont l'objectif est de fournir de la chaleur solaire basse température aux grands consommateurs (industriels, urbains). De plus, les deux problèmes d'optimisation que nous considérons sont innovants par leurs spécificités.

Premièrement, nous présentons l'optimisation dynamique hors-ligne du fonctionnement à court terme (horizon 1 jour - 1 semaine) d'une CST (problème noté DO-C). L'objectif sera de maximiser les bénéfices liés à la vente de chaleur solaire au consommateur en prenant en compte les coûts de fonctionnement. Nous pourrions ainsi comparer les résultats de cette optimisation avec ceux obtenus par une stratégie de contrôle standard. De plus, dans le cas de l'utilisation d'un dispositif de tracking solaire, l'optimisation de l'inclinaison des capteurs permettra, d'une part, de maximiser l'énergie captée par le CS et, d'autre part, de gérer d'éventuelles surchauffes en défocalisant les capteurs ou en modulant la puissance captée par le champ solaire. A notre connaissance et selon le tableau ci-dessus, ces travaux sont tout à fait innovants.

Deuxièmement, nous présentons l'optimisation dynamique simultanée du fonctionnement et du dimensionnement à long terme (1 an) d'une CST (problème noté DO-L). L'objectif sera de minimiser le coût moyen de la chaleur sur la durée totale d'un tel projet. Nous nous distinguons de l'unique travail réalisé sur ce sujet [159], dans le fait que nous considérerons

de nombreuses variables de dimensionnement dans un problème d'optimisation non-linéaire (impliquant ainsi des modèles plus précis) pour lequel l'ensemble des variables seront continues (et non mixtes). De plus, outre des domaines d'application différents (chaleur vs électricité), nous nous distinguons des travaux [156] et [157] dans le fait que nous avons choisi d'utiliser un horizon de temps annuel complet au contraire d'un horizon de temps court "représentatif". Enfin, la référence [158] est aussi récente que nos travaux et nous nous en distinguons, d'une part, par le domaine d'application et, d'autre part, par la méthode de résolution utilisée.

II.5 Outils logiciels

Afin de modéliser et simuler une CST puis d'en optimiser le fonctionnement et le dimensionnement, le choix de l'outil de travail est primordial et un état de l'art a également été nécessaire. Celui-ci a fait ressortir trois types d'environnements, chacun ayant ses avantages et ses inconvénients.

- Les logiciels spécialisés dans le solaire : TRNSYS, Polysun, SAM, ColSim, etc. L'avantage de ces logiciels est qu'ils offrent une connaissance de base du solaire thermique, des modèles déjà implémentés et souvent une interface facile à utiliser faisant apparaître les différents blocs de la CST. Cependant, ils laissent peu de place à l'implémentation de modèles par l'utilisateur et la composante optimisation est assez peu représentée. TRNSYS peut faire de l'optimisation avec l'outil GenOpt qui dispose entre autres d'algorithmes d'optimisation par essais particuliers (stochastique) ou encore par *Generalized Pattern Search*. Ces techniques d'optimisation augmentent certes la probabilité de converger vers un maximum global mais elles nécessitent de très longs temps de calcul et ne sont pas toujours adaptées au traitement de problèmes dynamiques.
- Les logiciels multi-physiques : Dymola, gProms, DynSim, Matlab/Simulink, Aspen, etc. Ils offrent de nombreux modèles associés à différents domaines et une interface "*user-friendly*". Ils sont généralement assez robustes pour la simulation dynamique des systèmes mais les possibilités d'optimisation sont encore trop limitées. Parmi ces logiciels, gProms a les capacités d'optimisation les plus étendues utilisant des algorithmes de *single-shooting* (approche séquentielle) ou de *multiple shooting* (approche simultanée) mais se limite à des problèmes de petite taille.
- Les logiciels spécialisés dans la résolution de problème d'optimisation : GAMS, AMPL, AIMMS, etc. Ils ont l'avantage d'être très robustes sur la résolution des problèmes d'optimisation mathématique à plus ou moins grande échelle. Selon la licence, un accès direct vers de nombreux solveurs est possible pour résoudre différents types de problèmes (LP, NLP, MILP, MINLP, etc). L'inconvénient, ici, est que l'interface graphique est très basique et moins facile à prendre en main pour un débutant et que l'utilisateur doit formuler tout son problème lui-même car il n'existe aucun modèle pré-implémenté.

Nous avons finalement choisi d'utiliser le logiciel GAMS pour l'ensemble des travaux que nous présentons dans ce document car il nous semblait être le plus pertinent pour la

résolution d'un problème d'optimisation dynamique à grande échelle et nous avons, de plus, une expérience préalable de ce logiciel.

Par ailleurs, nous avons également profité d'un accès à la base de données météorologiques du logiciel MétéoNorm. Ce logiciel permet d'exploiter les données de nombreuses stations météo à travers le monde. Il possède des données sur plusieurs dizaines d'année qui sont ainsi moyennées mensuellement pour un lieu. Puis, une méthode stochastique permet de générer des données avec un pas de temps horaire voire minute. De nombreuses données sont disponibles : azimut et élévation solaires, rayonnement extraterrestre, direct et diffus horizontaux ou sur des plans inclinés, précipitations, humidité, etc.

Finalement, cet état de l'art nous a permis de positionner notre problème par rapport aux travaux déjà réalisés dans la littérature. Un inventaire des modèles les plus utilisés pour représenter le comportement des principaux éléments d'une CST a été réalisé. Nous nous sommes intéressés aux travaux concernant la simulation dynamique et le contrôle de ces centrales et nous avons défini un problème général d'optimisation dynamique ainsi que les principales méthodes de résolution. Enfin, nous avons constaté que l'optimisation appliquée aux CST produisant de la chaleur basse température est principalement consacrée au dimensionnement. Nos travaux se portant sur l'optimisation dynamique du fonctionnement puis simultanément du fonctionnement et du dimensionnement sont donc innovants et permettront une meilleure maîtrise de ces projets, du design à l'exploitation. Dans le chapitre suivant, nous présentons les modèles que nous avons utilisés, les simulations permettant de les caractériser et leur validation expérimentale.

Chapitre III

Modélisations, simulations, validations

Sommaire

III.1	Modélisation des éléments d'une CST	47
III.2	Méthode de résolution : collocation orthogonale sur éléments finis	60
III.3	Simulations et analyses de sensibilité	64
III.4	Validation expérimentale des modèles	75
III.5	Simulation dynamique d'une CST	82

Dans ce chapitre, nous allons décrire l'ensemble des modèles que nous avons utilisés pour représenter les différents éléments d'une CST. Nous détaillerons également la méthode de résolution employée pour résoudre, notamment, les équations différentielles et analyserons les résultats de simulation et de validation expérimentale des modèles. Enfin, nous expliquerons la méthode qui nous a permis de lier l'ensemble des modèles pour former une CST puis de faire converger les simulations.

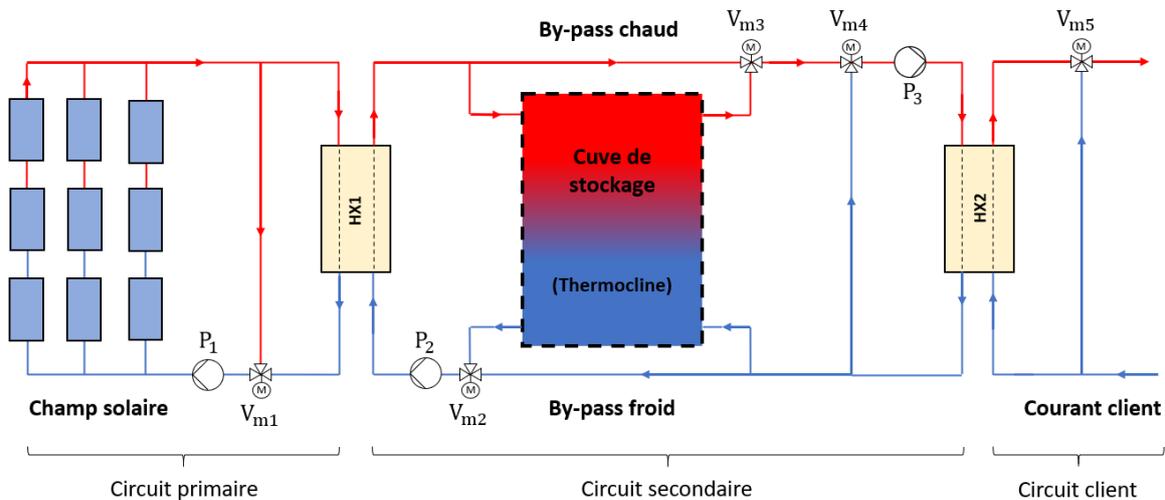


FIGURE III.1 – Architecture de la centrale considérée

La figure III.1 illustre l'architecture de la centrale que nous avons considérée dans l'ensemble de nos travaux. Elle a été définie de façon à pouvoir être appliquée dans de nombreux cas bien que chaque projet de CST soit très particulier. Le champ solaire (CS) est composé de N_b boucles et de N_p capteurs plans FPC par boucle. Indépendamment de l'hydraulique interne à chaque capteur, nous avons choisi de considérer des FPC raccordés en série au sein de chaque boucle. C'est un choix qui, d'une part, simplifie la modélisation d'une boucle du CS, et, d'autre part, évite de faire des hypothèses supplémentaires comme pour la répartition du débit au sein des boucles.

Le fonctionnement du circuit primaire incluant le champ solaire est le suivant. Lorsque le rayonnement solaire est suffisant pour compenser les pertes thermiques dans le champ solaire, la pompe P_1 s'allume et l'écoulement passe au travers du CS. Au cours d'une période de chauffe, ce courant est dévié pour retourner vers le champ solaire via une conduite de recirculation, sans passer par l'échangeur HX1. Ainsi, il monte rapidement en température et atteint une température cible (définie généralement par la courbe de charge du client). Dès lors, il peut circuler vers l'échangeur HX1 pour livrer l'énergie collectée utile au circuit secondaire. Le circuit secondaire permet le stockage de l'énergie collectée au sein d'une cuve de stockage par chaleur sensible et/ou la livraison directe de celle-ci au consommateur via un *by-pass* chaud et l'échangeur HX2. De plus, dans le cas où la température du courant de fourniture serait trop élevée par rapport à la température cible, la vanne de mélange V_{m4} pourra permettre d'ajuster la température de fourniture par un courant froid venant de la sortie de l'échangeur HX2. Enfin, le courant consommateur reçoit l'énergie au travers de l'échangeur HX2. Ainsi, on constate que différents modes de fonctionnement sont possibles ce qui implique un certain nombre de degrés de liberté permettant de réaliser une optimisation.

Satisfaire 100% de la demande d'un grand consommateur d'énergie avec une CST est aujourd'hui impensable car cela impliquerait un sur-dimensionnement important et donc des investissements beaucoup trop lourds à supporter. L'énergie solaire thermique à grande échelle est donc une source complémentaire d'énergie pour les grands consommateurs qui permet de réduire leur consommation d'énergies fossiles. Une autre source d'énergie aurait ainsi pu être prise en compte du côté du courant consommateur. Nous avons choisi de nous concentrer uniquement sur la CST, son fonctionnement et son dimensionnement, et donc d'adopter le point de vue de NEWHEAT en tant qu'investisseur exploitant la centrale et vendant la chaleur solaire produite à un consommateur.

Avant de commencer la description des modèles que nous avons utilisés, une définition générale des deux problèmes d'optimisation que nous souhaitons résoudre est nécessaire. Le premier correspond à l'optimisation dynamique à court terme (DO-C) du fonctionnement d'une CST à dimensionnement fixé. Sur un horizon temporel de plusieurs jours, ce problème d'optimisation permettra de déterminer le profil temporel des variables d'optimisation de fonctionnement (comme les débits massiques) maximisant une fonction objectif technico-économique. Le second problème sera l'optimisation dynamique simultanée du dimensionnement et du fonctionnement de la CST à long terme (DO-L). Ainsi, sur une période d'un an, le problème d'optimisation permettra de déterminer la valeur des variables de design et le profil temporel

des variables de fonctionnement de la centrale dans le but de minimiser le coût de la chaleur solaire vendue. Lors de la résolution, l'horizon de temps sera discrétisé. Celui-ci impactera donc la taille du problème et les temps de calcul. C'est pourquoi des modèles différents seront utilisés dans les deux cas DO-C et DO-L. Dans l'ensemble de ce chapitre, la dépendance temporelle des variables sera implicite. Ainsi, $T(t)$ sera noté T .

III.1 Modélisation des éléments d'une CST

Nous présentons dans cette section l'ensemble des modèles qui nous ont servi à représenter le comportement des différents éléments de la CST. On retrouve principalement les modèles de champ solaire, de cuve de stockage et d'échangeur de chaleur.

III.1.1 Modèles de champ solaire (mCS)

Nous définissons ici trois modèles de champ solaire. Le premier est le plus complet et fera l'objet, dans la section III.3, d'une analyse de sensibilité afin de déterminer l'influence de différents paramètres. Nous verrons notamment qu'il nécessite des ressources de calcul importantes et qu'une simplification est nécessaire si on souhaite résoudre un problème d'optimisation. De ce fait, les modèles 2 et 3 ont été développés pour résoudre respectivement les problèmes DO-C et DO-L et seront soumis à une validation expérimentale dans la section III.4.

Modèle 1 : mCS1

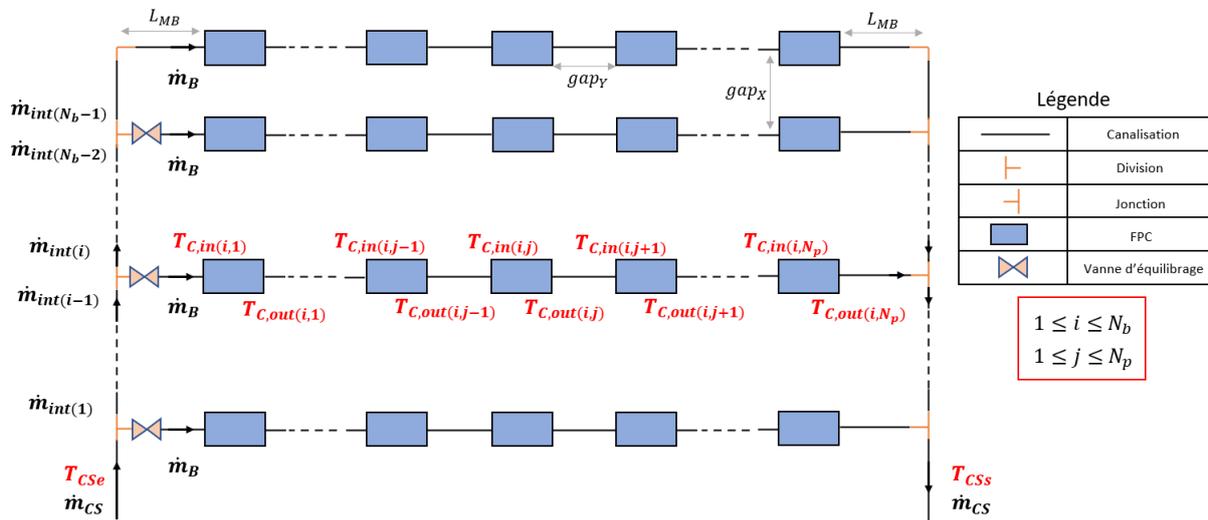


FIGURE III.2 – Schéma du champ solaire, modèle mCS1

La figure III.2 illustre ce premier modèle de champ solaire. Il est le plus complet dans le sens où il écrit l'ensemble des équations de conservation de masse et d'énergie associées au manifold de distribution (conduite principale à gauche sur le schéma), à chacune des boucles et de leurs capteurs, et au manifold de récupération (conduite principale à droite sur le schéma). Chacune des N_b boucles contient N_p capteurs séparés par une canalisation de longueur gap_y

constante. Les boucles sont séparées par une longueur de manifold gap_X constante. Le diamètre des manifolds de distribution et de récupération est constant (D_{int}) et le diamètre des liaisons inter-capteurs est un paramètre standard (DN32).

Conservation de la masse : On prend l'hypothèse d'une répartition uniforme du débit total \dot{m}_{CS} au sein de chacune des boucles. Cela s'écrit par les équations de conservation suivantes :

$$\dot{m}_{CS} = \dot{m}_B + \dot{m}_{int}(1) \quad (\text{III.1})$$

$$\forall i \in \{2, \dots, N_b - 1\}, \dot{m}_{int}(i - 1) = \dot{m}_B + \dot{m}_{int}(i) \quad (\text{III.2})$$

$$\dot{m}_{int}(N_b - 1) = \dot{m}_B \quad (\text{III.3})$$

Conservation de l'énergie : Chacune des canalisations (manifold, connexions manifold-boucle, conduites inter-capteurs) fait l'objet d'une équation de conservation de l'énergie permettant de prendre en compte les pertes thermiques. L'équation générale est présentée dans la section III.1.4. L'énergie solaire transmise au fluide caloporteur \dot{Q}_{sol} au sein du capteur (i, j) est déterminée par l'équation (III.4). Nous considérons l'hypothèse d'une distribution linéaire de la température au sein d'un capteur avec l'équation (III.5). L'équation (III.6) correspond au bilan d'énergie sur un FPC. Enfin, nous étudierons l'hypothèse consistant à négliger l'inertie thermique des capteurs via l'équation (III.7). Les équations (III.6) et (III.7) permettront de distinguer les modèles **mCS1a** ((III.4), (III.5), (III.6)) et **mCS1b** ((III.4), (III.5), (III.7)).

$$\dot{Q}_{sol}(i, j) = \dot{m}_B \cdot C_{p,g} \cdot (T_{C,out}(i, j) - T_{C,in}(i, j)) \quad (\text{III.4})$$

$$T_m(i, j) = \frac{T_{C,in}(i, j) + T_{C,out}(i, j)}{2} \quad (\text{III.5})$$

$$\begin{aligned} \frac{\dot{Q}_{sol}(i, j)}{A_g} = & \left[\eta_{0,b} \cdot \left(\eta_{sh} \cdot K_b(\theta) \cdot G_b + K_d \cdot G_d \right) - c_1 \cdot (T_m(i, j) - T_{amb}) \right. \\ & \left. - c_2 \cdot (T_m(i, j) - T_{amb})^2 - c_5 \cdot \frac{dT_m(i, j)}{dt} \right] \quad (\text{III.6}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\dot{Q}_{sol}(i, j)}{A_g} = & \left[\eta_{0,b} \cdot \left(\eta_{sh} \cdot K_b(\theta) \cdot G_b + K_d \cdot G_d \right) - c_1 \cdot (T_m(i, j) - T_{amb}) \right. \\ & \left. - c_2 \cdot (T_m(i, j) - T_{amb})^2 \right] \quad (\text{III.7}) \end{aligned}$$

Connaissant l'orientation δ et l'inclinaison β des capteurs du champ solaire, les données météorologiques (azimut solaire a_z , élévation solaire h_s , rayonnement global horizontal GHI, rayonnement direct normal DNI, rayonnement extra-terrestre Gex, température ambiante

T_{amb}) nous permettent de calculer l'angle d'incidence θ des rayons solaires par rapport à la normale aux capteurs, l'éclairement direct G_b et l'éclairement diffus G_d dans le plan des FPC grâce aux équations (II.3), (II.4) et (II.5). Les coefficients $\eta_{0,b}$, K_d , c_1 , c_2 et c_5 sont des paramètres du FPC fournis par le fabricant. Nous avons utilisé les données d'un capteur FPC anisotrope. La détermination des angles d'incidences longitudinal et transversal, équations (III.8) et (III.9), est nécessaire. Le facteur de correction d'angle d'incidence $K_b(\theta)$ peut être calculé avec l'équation (III.10) [27], sachant que $K_{bL}(\theta_L)$ et $K_{bT}(\theta_T)$ sont déterminés par interpolation polynomiale basée sur des données du fabricant. La détermination du coefficient η_{sh} , correspondant au pourcentage de la surface de capteur n'étant pas soumise à une ombre portée (des capteurs de la boucle précédente), est détaillée en Annexe A.1.

$$\theta_L(\theta, a_z) = \tan^{-1} \left(\tan(\theta) \cdot \cos(a_z) \right) \quad (\text{III.8})$$

$$\theta_T(\theta, a_z) = \tan^{-1} \left(\tan(\theta) \cdot \sin(a_z) \right) \quad (\text{III.9})$$

$$K_b(\theta) = K_{bL}(\theta_L) \cdot K_{bT}(\theta_T) \quad (\text{III.10})$$

Calcul des pertes de charge : Bien que l'on ne résolve pas l'équation de conservation de la quantité de mouvement, chacune des canalisations, des divisions et des jonctions font l'objet d'un calcul de pertes de charge. Leurs équations respectives sont présentées dans la section III.1.4. Des vannes d'équilibrage sont disposées en début de boucle afin d'équilibrer le réseau au niveau des jonctions boucle - manifold de récupération. La dernière boucle n'a pas de vanne d'équilibrage car c'est au sein de celle-ci que la perte de charge est la plus grande et elle sert donc de référence pour équilibrer les autres boucles. Enfin, la perte de charge d'un FPC est également évaluée par l'intermédiaire d'une corrélation déterminée par le fabricant, équation (III.11), avec les pertes de charge en Pa et le débit en $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$.

$$\Delta P_{FPC} = 6783 \cdot \dot{m}_B^2 + 15000 \cdot \dot{m}_B + 180 \quad (\text{III.11})$$

Modèle 2 : mCS2

Comme nous le verrons dans la section III.3, le modèle mCS1 est très lourd en termes de nombre d'équations. Comme une CST comprend d'autres éléments modélisés par un certain nombre d'équations algébriques ou différentielles supplémentaires, nous avons dû proposer un premier modèle simplifié qui nous permette de simuler une CST sur une semaine avec un temps de calcul acceptable. Le modèle mCS2 que nous décrivons ci-dessous est celui qui sera utilisé pour la résolution du problème d'optimisation DO-C, l'optimisation dynamique à court terme du fonctionnement de la CST, à dimensionnement fixé.

Conservation de la masse : Au sein du modèle mCS1 précédent, aux pertes thermiques près (dans les manifolds), toutes les boucles ont la même température d'entrée, le même débit massique et le même gain solaire. L'hypothèse prise pour ce modèle mCS2 est donc d'écrire les équations d'une seule boucle du champ solaire. Cela permet ainsi de réduire considérablement le nombre d'équations à résoudre sans trop dégrader la thermique du problème. Comme le montre la figure III.3, la représentation du champ solaire indique que le flux solaire collecté

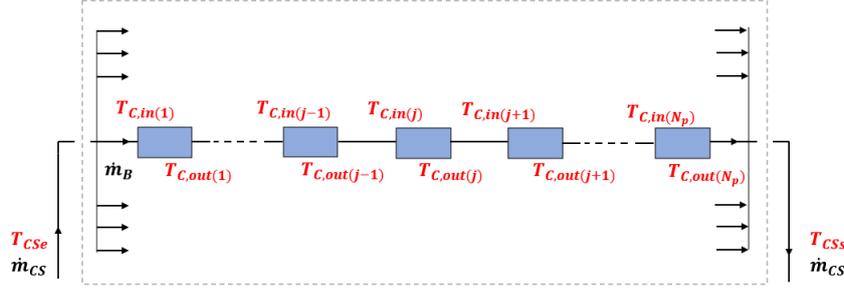


FIGURE III.3 – Schéma du champ solaire, modèle mCS2

par le fluide caloporteur au sein de la boucle est multiplié par le nombre total de boucles pour obtenir le flux solaire total du champ. Ainsi, seule l'équation massique (III.12) est écrite.

$$\dot{m}_B = \frac{\dot{m}_{CS}}{N_b} \quad (\text{III.12})$$

Conservation de l'énergie : Afin de prendre en compte les pertes thermiques au sein des manifolds, nous démontrons, par l'équation (III.13), que la somme des pertes thermiques sur le manifold du modèle mCS1 (pour lequel le débit diminue progressivement) équivaut aux pertes thermiques d'un courant ayant un débit \dot{m}_{CS} constant sur une distance égale à la longueur totale du manifold. Les températures $T_{b,i}$ correspondent aux températures moyennes des portions de manifolds de longueur gap_X situées entre les boucles i et $i+1$. La température \bar{T}_b est la température moyenne dans la canalisation de longueur $N_b \cdot gap_X$ à la sortie de laquelle on alimenterait toutes les boucles avec un débit \dot{m}_B . Pour ce modèle, nous appliquons donc une équation de conservation de l'énergie sur cette longueur $N_b \cdot gap_X$ afin de simuler les pertes thermiques dans les manifolds de distribution et de récupération.

$$\begin{aligned} \phi_{loss} &= \sum_{i=1}^{N_b} \bar{h} \cdot \pi D_{int} gap_X \cdot (T_{b,i} - T_{amb}) \\ &= \bar{h} \cdot \pi D_{int} \cdot gap_X N_b \cdot (\bar{T}_b - T_{amb}) \end{aligned} \quad (\text{III.13})$$

Dans les équation (III.4) et (III.5) que nous appliquons de nouveau ici, l'indice i n'a plus lieu d'être puisque ces équations sont écrites pour une unique boucle. Pour rendre compte de la dynamique du CS, nous choisissons d'utiliser l'équation (III.6) prenant en compte l'inertie thermique du capteur, à appliquer sur chaque capteur j de la boucle représentative. Par ailleurs, nous négligeons les pertes thermiques entre les capteurs de la boucle et nous écrivons l'équation (III.14). Enfin, le modèle d'ombrage reste applicable.

$$\forall j \in \{1, \dots, N_p - 1\}, T_{C,out}(j) = T_{C,in}(j + 1) \quad (\text{III.14})$$

Calcul des pertes de charge : Seules les pertes de charge maximales au sein du CS, correspondant au chemin le plus long d'une particule de fluide (boucle la plus éloignée de l'entrée du CS) pour un débit massique maximum (diminuant progressivement dans le manifold de distribution), sont calculées de façon à déterminer le dimensionnement de la pompe P_1 .

Modèle 3 : mCS3

Le problème DO-L devant être résolu sur un horizon d'une année, une deuxième simplification du modèle de champ solaire est nécessaire afin de faciliter la convergence des simulations et de disposer d'une mémoire vive suffisante sur l'ordinateur de travail (malgré des pas de temps plus grands). La figure III.4 illustre ce modèle mCS3.

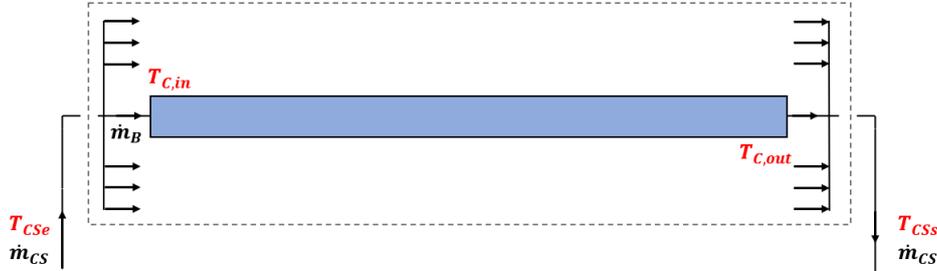


FIGURE III.4 – Schéma du champ solaire, modèle mCS3

Conservation de la masse : Même description que pour le modèle mCS2. Le calcul d'une seule boucle suffit à déterminer le flux collecté par le fluide caloporteur au sein du CS.

Conservation de l'énergie : Les N_p capteurs d'une boucle sont cette fois regroupés sous la forme d'un unique capteur de surface équivalente A_g^* , équation (III.15). Dans les équations (III.4) et (III.5), les indices i et j n'ont donc plus lieu d'être. Nous choisissons cette fois l'équation caractéristique (III.7) (avec la surface A_g remplacée par A_g^*) pour évaluer la performance du FPC car les pas de temps sont, dans le cas du problème DO-L, bien plus grands que le temps propre d'un champ solaire (ce qui fait perdre l'intérêt à modéliser finement l'inertie du système) et car, en comparaison de l'équation (III.6), elle diminue les temps de calcul. Par ailleurs, la température en entrée de cet unique capteur est déterminée de la même manière que dans le modèle mCS2.

$$A_g^* = A_g \cdot N_p \quad (\text{III.15})$$

Calcul des pertes de charge : Même description que dans le modèle mCS2.

Ce modèle mCS3 sera utilisé lors de la résolution du problème DO-L et sera donc sujet à une optimisation du dimensionnement du champ solaire. Ainsi, nous pourrions définir β , δ , N_b et N_p en tant que variables d'optimisation et non comme paramètres comme pour le problème DO-C. En particulier, les variables N_b et N_p qui sont en toute logique des variables entières, seront relaxées et donc définies en tant que variables continues de façon à conserver la nature du problème NLP (et non MINLP).

III.1.2 Modèles de cuve de stockage (mTES)

L'approche de modélisation de la cuve de stockage par chaleur sensible la plus adaptée à notre système énergétique et à notre environnement de modélisation est l'approche *Multinode*. En effet, elle est relativement simple à écrire et, dans sa version la plus simple, ne comprend

pas de tests conditionnels rendant le problème discontinu et n'étant que très peu tolérés dans GAMS. La figure III.5 illustre notre modèle de cuve de stockage. Le volume de stockage total est discrétisé verticalement en N sous-volumes appelés strates pour lesquels la température est supposée homogène. Des échanges d'énergie et de matière sont possibles entre chacune des strates.

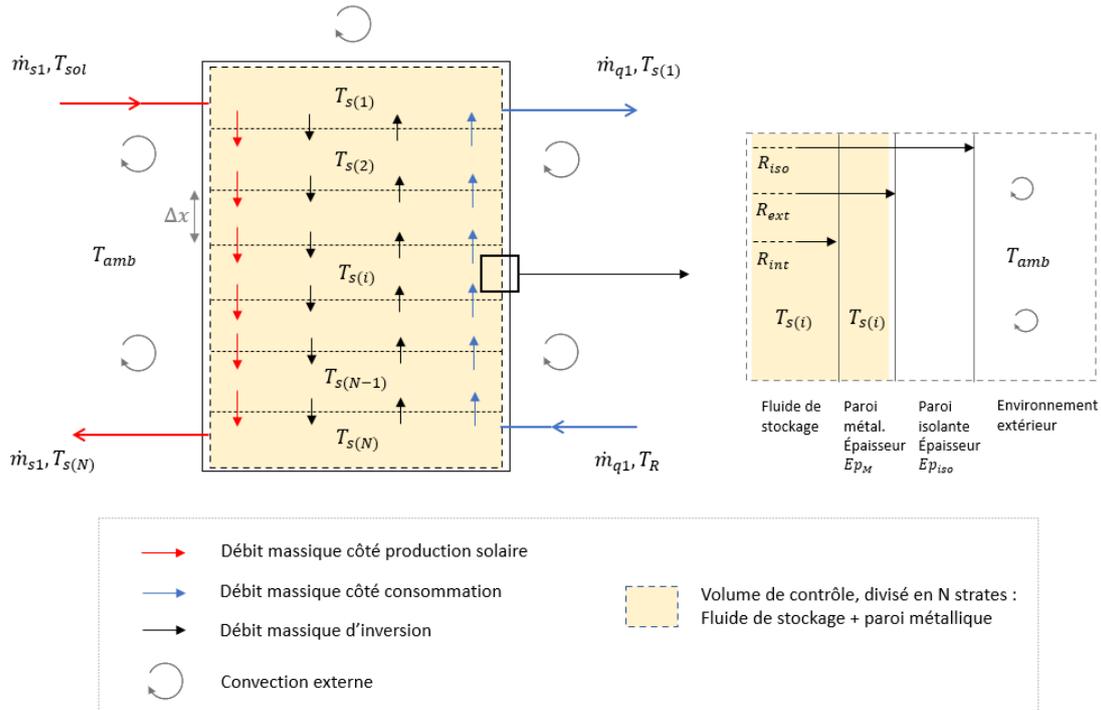


FIGURE III.5 – Discrétisation de la cuve de stockage en N strates

Les hypothèses suivantes sont considérées :

- Le fluide de stockage est incompressible.
- Les propriétés thermo-physiques du fluide de stockage sont constantes.
- Le volume de fluide au sein de la cuve est constant.
- Chaque strate est constituée du fluide de stockage et de la paroi métallique l'entourant.
- Dans chaque strate, fluide et paroi sont considérés à la même température car l'épaisseur de la paroi métallique est faible devant le rayon de la cuve.
- Aucun gradient de température ne se forme dans la direction radiale d'une strate.
- La capacité thermique (mC_p) de la paroi d'une grande cuve est faible comparée à la capacité thermique du fluide de stockage et est donc négligée.
- La vitesse des courants entrants et sortants de la cuve est suffisamment faible pour considérer une faible dispersion thermique (tel l'utilisation d'un diffuseur/défecteur).
- Les écoulements internes sont bien mélangés dans la strate courante avant de traverser la strate suivante. Cette hypothèse entraîne le phénomène de diffusion numérique [77].

En considérant une unique dimension x verticale ascendante, on peut écrire l'équation de conservation de l'énergie (II.8). Puis, en considérant le schéma de discrétisation de la figure

III.5, et en supposant que le gradient thermique est nul aux conditions limites (en $x = 0$ et $x = H_{st}$), on peut écrire l'équation (III.16).

$$\forall i \in \{1, \dots, N\}, \quad \rho \cdot C_p \cdot S \cdot \Delta x \cdot \frac{dT_{s(i)}}{dt} = \Phi_i \quad (\text{III.16})$$

Le terme de gauche correspond à l'accumulation d'énergie au sein de la strate i . A droite, on trouvera l'ensemble des flux représentant les gains ou les pertes d'énergie de la strate i . Pour les strates 1 à N, ces flux s'expriment selon les équations (III.17) à (III.19).

$$\begin{aligned} \Phi_1 = & (U_1 S_1) \cdot (T_{amb} - T_{s(1)}) + \frac{4}{3} \cdot \frac{\lambda^* \cdot S}{\Delta x} \cdot (T_{s(2)} - T_{s(1)}) \\ & + \dot{m}_{s1} \cdot C_p \cdot (T_{sol} - T_{s(1)}) + \dot{m}_{q1} \cdot C_p \cdot (T_{s(2)} - T_{s(1)}) \end{aligned} \quad (\text{III.17})$$

$$\forall i \in \{2, \dots, N-1\},$$

$$\begin{aligned} \Phi_i = & (U_i S_i) \cdot (T_{amb} - T_{s(i)}) + \frac{\lambda^* \cdot S}{\Delta x} \cdot (T_{s(i-1)} - 2 \cdot T_{s(i)} + T_{s(i+1)}) \\ & + \dot{m}_{s1} \cdot C_p \cdot (T_{s(i-1)} - T_{s(i)}) + \dot{m}_{q1} \cdot C_p \cdot (T_{s(i+1)} - T_{s(i)}) \end{aligned} \quad (\text{III.18})$$

$$\begin{aligned} \Phi_N = & (U_N S_N) \cdot (T_{amb} - T_{s(N)}) + \frac{4}{3} \cdot \frac{\lambda^* \cdot S}{\Delta x} \cdot (T_{s(N-1)} - T_{s(N)}) \\ & + \dot{m}_{s1} \cdot C_p \cdot (T_{s(N-1)} - T_{s(N)}) + \dot{m}_{q1} \cdot C_p \cdot (T_R - T_{s(N)}) \end{aligned} \quad (\text{III.19})$$

On trouve, dans chaque cas, deux flux convectifs liés à la charge (\dot{m}_{s1}) et à la décharge (\dot{m}_{q1}) du stockage, un flux de conduction-diffusion entre des strates voisines avec λ^* défini par l'équation (III.20) [76], et un flux de pertes thermiques de la strate i vers l'extérieur dont le coefficient d'échange est défini par les équations (III.21) et (III.22). S représente la section transversale de la cuve et les S_i correspondent aux surfaces d'échange des strates i avec l'extérieur. Les coefficients de convection h_{lat} et h_{top} sont déterminés par des corrélations telles que l'équation (III.23) dont les coefficients C et m sont disponibles dans la littérature [160].

$$\lambda^* = \lambda_{eau} + \lambda_M \cdot \frac{R_{ext}^2 - R_{int}^2}{R_{int}^2} \quad (\text{III.20})$$

$$\forall j \in \{2, \dots, N\}, \quad \frac{1}{(U_j S_j)} = \frac{1}{h_{lat} \cdot (2\pi R_{iso}) \cdot \Delta x} + \frac{\ln(R_{iso}/R_{ext})}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{iso} \cdot \Delta x} \quad (\text{III.21})$$

$$(U_1 S_1) = (U_j S_j) + \frac{1}{\frac{1}{h_{top} \cdot S} + \frac{E_{p_{iso}}}{\lambda_{iso} \cdot S}} \quad (\text{III.22})$$

$$h = C \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} \cdot \frac{\lambda_{air}}{2R_{iso}} \quad (\text{III.23})$$

La taille du modèle dépendra en grande partie du nombre de strates permettant de discrétiser spatialement la cuve. Selon l'horizon de temps de la simulation, le nombre de strates pourra être ajusté de façon à limiter l'influence de la diffusion numérique, influence que l'on a pu constater lors des analyses de sensibilité. D'autre part, la discrétisation spatiale de la cuve peut entraîner des instabilités numériques ce qui aura tendance à limiter le nombre de strates.

Enfin, il arrive qu'il y ait une inversion du gradient thermique au sein de la cuve, en particulier lorsque la température T_{sol} du courant de charge est plus basse que la température en tête de cuve $T_{s(1)}$. Une homogénéisation des températures a alors lieu par l'intermédiaire d'un phénomène de convection naturelle. La littérature offre des solutions difficiles à mettre en place dans GAMS pour gérer les potentielles inversions de température. L'optimisation nous offre la possibilité de les gérer en définissant un nouveau flux de convection introduit dans les équations (III.24) à (III.26). On introduit ainsi des débits massiques $\dot{m}_{inv(i)}$ qui pourront être des variables d'optimisation permettant de réduire les inversions de température $T_{diff(i)}$ apparaissant dans la cuve et d'homogénéiser deux strates voisines i et $i + 1$ de façon à simuler les effets de la convection naturelle. Ainsi, ils viendront minimiser une fonction INV, équation (III.27) pénalisant la fonction objectif du problème d'optimisation global. L'application des contraintes (III.28) et (III.29) (avec z , un coefficient constant), permet le bon fonctionnement de cette technique inhabituelle pour la modélisation du phénomène de convection naturelle.

$$\Phi_1^* = \Phi_1 + \dot{m}_{inv(1)} \cdot C_p \cdot (T_{s(2)} - T_{s(1)}) \quad (\text{III.24})$$

$$\forall i \in \{2, \dots, N-1\}, \quad \Phi_i^* = \Phi_i + \dot{m}_{inv(i-1)} \cdot C_p \cdot (T_{s(i-1)} - T_{s(i)}) \\ + \dot{m}_{inv(i)} \cdot C_p \cdot (T_{s(i+1)} - T_{s(i)}) \quad (\text{III.25})$$

$$\Phi_N^* = \Phi_N + \dot{m}_{inv(N-1)} \cdot C_p \cdot (T_{s(N-1)} - T_{s(N)}) \quad (\text{III.26})$$

$$INV = \int_{t_0}^{t_f} \left(\sum_{i=1}^{N-1} T_{diff(i)}(t) \right) dt \quad (\text{III.27})$$

$$\forall i \in \{1, \dots, N-1\}, \quad T_{s(i)} \geq T_{s(i+1)} - T_{diff(i)} \quad \text{avec } T_{diff(i)} \geq 0 \quad (\text{III.28})$$

$$0 \leq \dot{m}_{inv(i)} \leq z \cdot T_{diff(i)} \quad (\text{III.29})$$

Pour le problème DO-C, nous prendrons en compte ces débits d'inversion car, si on s'intéresse de près au fonctionnement, nous verrons que des inversions de température apparaissent et cette méthode nous a été très utile pour simuler l'homogénéisation des températures qui s'en suit (modèle mTES1). Pour le problème DO-L, notre effort de simplification des modèles s'appliquera également au stockage (modèle mTES2) : nous considérerons un nombre de strates moins grand et ne prendrons pas en compte ces débits d'inversion (car les pas de

temps sont grands alors que la convection naturelle est rapide).

III.1.3 Modèles d'échangeur à plaques (mHX)

L'état de l'art a rappelé une méthode simple pour la modélisation d'un échangeur à plaques et joints. Les hypothèses évoquées dans le chapitre précédent sont considérées et nous utilisons la méthode ϵ -NUT pour modéliser l'échangeur. La puissance échangée entre le courant froid et le courant chaud au travers d'un échangeur peut être calculée par les équations (II.9) à (II.11). Considérons un échangeur composé de $n^* = n + 2$ plaques avec n le nombre de plaques utiles que nous prendrons supérieur à 40 afin de pouvoir négliger les effets de bord et inter-passes. De plus, nous nous plaçons dans le cas d'échangeurs monopasse, ce qui implique que nous considérons un échangeur en contre-courant pur et ce qui nous permet donc d'écrire les équations (III.30) et (III.31).

$$\epsilon_{HX} = \begin{cases} \frac{1 - \exp(-F \cdot NUT \cdot (1-R))}{1 - R \cdot \exp(-F \cdot NUT \cdot (1-R))} & \text{si } R < 1 \\ \frac{F \cdot NUT}{1 + F \cdot NUT} & \text{si } R = 1 \end{cases} \quad (\text{III.30})$$

$$F = 1 \quad (\text{III.31})$$

De plus, le ratio R des débits calorifiques et le nombre d'unités de transfert NUT sont définis par les équations (III.32) et (III.33). U correspond ici au coefficient global d'échange et A à la surface d'échange totale de l'échangeur. Les indices min et max font référence aux fonctions MIN et MAX qui déterminent respectivement le minimum et le maximum de plusieurs arguments et qui font donc apparaître ici des discontinuités. Pour conserver un problème NLP (et éviter un DNLP), nous introduisons, dans les équations (III.34) et (III.35), les fonctions MyMIN et MyMAX qui sont des approximations "lisses" des fonctions MIN et MAX.

$$R = \frac{(\dot{m}C_p)_{min}}{(\dot{m}C_p)_{max}} \quad (\text{III.32})$$

$$NUT = \frac{U \cdot A}{(\dot{m}C_p)_{min}} \quad (\text{III.33})$$

$$\text{MyMIN}(a, b) = 0.5 \cdot \left(a + b - ((a - b)^2 + 10^{-8})^{1/2} \right) \quad (\text{III.34})$$

$$\text{MyMAX}(a, b) = 0.5 \cdot \left(a + b + ((a - b)^2 + 10^{-8})^{1/2} \right) \quad (\text{III.35})$$

Le coefficient d'échange global U , défini par l'équation (II.13), fait intervenir des coefficients de convection, des résistances d'encrassement et des paramètres géométriques qui sont définis dans ce qui suit. Les notations de la Figure III.6 sont utilisées et les ordres de grandeur sont issus des travaux de Kakaç et Liu [90].

- Largeur de plaque : W_p
- Longueur de plaque : L_p
- Épaisseur de plaque : e_p (0.5 à 1.2 mm)
- Surface de plaque en projection plane : $S_0 = L_p \cdot W_p$
- Surface de plaque effective : S_p (0.03 à 2.2 m²)
- Facteur d'élargissement : $\Phi = S_p/S_0$ (1 à 1.3)
- Angle de corrugation : β_c (20 à 70°)
- Largeur moyenne d'écoulement : b
- Distance inter-plaques : d_p (1.5 à 5 mm)

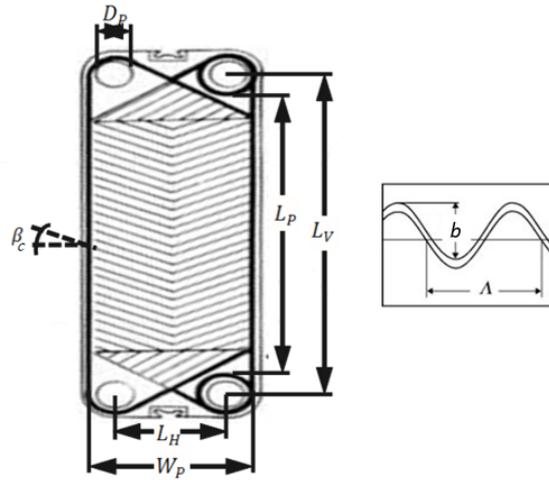


FIGURE III.6 – Paramètres de dimensionnement d'une plaque

La surface d'échange totale et le diamètre hydraulique sont définis par les équations (III.36) et (III.37). Connaissant les débits entrants dans l'échangeur côté chaud (\dot{m}_c) et côté froid (\dot{m}_f), le nombre de plaques n ainsi que le nombre de passes de chaque côté ($N_{p,c} = N_{p,f} = 1$), on peut déterminer le débit massique inter-plaques \dot{m}_{ip} de chaque courant, équations (III.38) et (III.39) puis le nombre de Reynolds associé, équation (III.40).

$$A = n \cdot S_p \quad (\text{III.36})$$

$$D_h = \frac{4 \cdot b \cdot W_p}{2 \cdot (b + W_p \cdot \Phi)} \quad (\text{III.37})$$

$$\dot{m}_{ip,c} = \frac{2 \cdot \dot{m}_c \cdot N_{p,c}}{n + 1} \quad (\text{III.38})$$

$$\dot{m}_{ip,f} = \frac{2 \cdot \dot{m}_f \cdot N_{p,f}}{n + 1} \quad (\text{III.39})$$

$$Re = \frac{\dot{m}_{ip} \cdot D_h}{\mu \cdot W_p \cdot b} \quad (\text{III.40})$$

En utilisant la corrélation de Kumar [90], équation (III.41), valide pour $\beta_c = 45^\circ$ et $Re \geq 100$ et en écrivant l'égalité des flux par les équations (III.42) et (III.43), on peut déterminer les coefficients de transfert h_c et h_f des écoulements. La température de paroi est notée T_w et \bar{T} représente la moyenne des températures entrée et sortie d'un courant. Enfin, le calcul des pertes de charge dans un échangeur à plaques est mis en équations en Annexe A.2.

$$h = 0.3 \cdot Re^{0.663} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu(\bar{T})}{\mu(T_w)} \right)^{0.17} \cdot \frac{\lambda_f}{D_h} \quad (\text{III.41})$$

$$h_c \cdot \left(\frac{T_{ce} + T_{cs}}{2} - T_{w,c} \right) = h_f \cdot \left(T_{w,f} - \frac{T_{fe} + T_{fs}}{2} \right) \quad (\text{III.42})$$

$$h_c \cdot \left(\frac{T_{ce} + T_{cs}}{2} - T_{w,c} \right) = \frac{\lambda_p}{e_p} \cdot (T_{w,c} - T_{w,f}) \quad (\text{III.43})$$

Ce modèle, mHX1, sera utilisé pour la résolution du problème DO-C. Pour résoudre le problème DO-L, nous simplifions ce modèle en considérant un coefficient d'échange global U constant (modèle mHX2). Ainsi, les équations (III.37) à (III.43) ne sont plus nécessaires ce qui allège le problème et facilite la convergence (non-linéarité de la corrélation). Enfin, dans ce problème DO-L, le dimensionnement de l'échangeur pourra être optimisé en jouant sur la surface de plaque, pour un nombre de plaques fixé.

III.1.4 Autres modèles

Tracker solaire

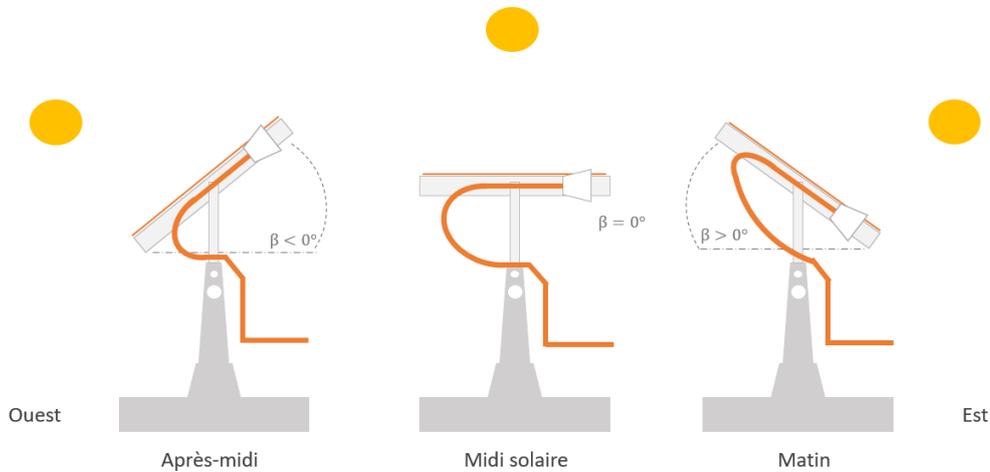


FIGURE III.7 – Évolution de l'inclinaison des capteurs avec un tracker solaire

Dans certains cas, nous considérerons l'utilisation d'un tracker solaire 1 axe. Nous choisissons de considérer uniquement le cas d'une rotation autour de l'axe Nord-Sud. La figure III.7 illustre le principe. Les capteurs sont face à l'Est le matin, en rotation au cours de la journée et finissent leur course face à l'Ouest le soir.

L'angle d'inclinaison β est déterminé de façon à minimiser l'angle d'incidence θ des rayons solaires sur les FPC car cela maximise l'énergie solaire collectée via l'équation (II.4) notamment. Ainsi, l'équation (III.44) permet de paramétrer l'angle d'inclinaison. En pratique, il faut préciser que l'angle d'inclinaison est limité entre deux angles maximums de débattement β_{max} et $-\beta_{max}$. Ce débattement maximal pourra être imposé avec les fonctions MyMIN et MyMAX (équations (III.34) et (III.35)) si l'angle d'inclinaison est paramétré pour du tracking standard. Il pourra être appliqué en tant que contrainte/borne si l'angle d'inclinaison est une variable d'optimisation du fonctionnement (auquel cas l'équation (III.44) ne s'applique pas). Dans ce dernier cas, l'inégalité (III.45) viendra contraindre la vitesse de rotation des capteurs. Enfin, la consommation électrique du dispositif de tracking pourra être considérée à hauteur de 1 Wh/° pour 1000 m² de capteurs (valeur issue de la CST de Condat-sur-Vézère).

$$\frac{d\theta}{d\beta} = \frac{d}{d\beta} \left[\arccos \left(\cos(h_s) \cdot \cos(a_z - \delta) \cdot \sin(\beta) + \cos(\beta) \cdot \sin(h_s) \right) \right] = 0 \quad (\text{III.44})$$

$$\frac{d\beta}{dt} \leq 6^\circ/min \quad (\text{III.45})$$

Pompe centrifuge

Les différentes pompes de notre CST sont dimensionnées via l'équation (III.46) de façon à compenser une perte de charge ΔP maximale déterminée à débit maximal \dot{m}_{max} . Le rendement hydraulique de la pompe est noté η_h . La puissance électrique consommée par chacune des pompes est déterminée par l'équation (III.47) en fonction du débit de fluide et du rendement électrique et mécanique η_{em} .

$$P_{hydrau} = \frac{\dot{m}_{max} \cdot \Delta P(\dot{m}_{max})}{\rho \cdot \eta_h} \quad (\text{III.46})$$

$$P_{elec} = \frac{P_{hydrau}}{\eta_{em}} \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{max}} \right)^3 \quad (\text{III.47})$$

Canalisations

Les pertes thermiques au sein des canalisations de la CST s'évaluent en écrivant la conservation de l'énergie, équations(III.48) et (III.49). Nous considérons un écoulement piston et prenons en compte l'inertie thermique du fluide et de la conduite métallique. La résistance thermique, équation (III.50), considère la convection externe et la conduction dans l'isolant et néglige la convection interne et la conduction dans le métal. Le coefficient de convection h_{ext} est évalué avec la corrélation de Hilpert [160], qui est du même type que l'équation (III.23).

$$\dot{m} \cdot C_{p,F} \cdot (T_{F,out} - T_{F,in}) = \frac{T_{amb} - \bar{T}_F}{R_{th}} - \left((mC_p)_F + (mC_p)_m \right) \cdot \frac{d\bar{T}_F}{dt} \quad (\text{III.48})$$

$$\bar{T}_F = \frac{T_{F,in} + T_{F,out}}{2} \quad (\text{III.49})$$

$$R_{th} = \frac{\ln(R_{iso}/E_{ext})}{2\pi\lambda_m L} + \frac{1}{\pi D_{iso} L \cdot h_{ext}} \quad (\text{III.50})$$

Pour l'évaluation des pertes de charges au sein des canalisations, nous considérons des pertes de charge linéaires et utilisons l'équation (III.51) de Darcy-Weisbach et la corrélation (III.52) de Colebrook.

$$\Delta P = \rho \cdot f \cdot \frac{L}{D_{int}} \cdot \frac{v^2}{2} \quad (\text{III.51})$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\epsilon_{rugo}}{3.71 \cdot D_{int}} + \frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (\text{III.52})$$

Par ailleurs, nous considérons un diamètre D_{int} pour l'ensemble des canalisations de la CST à l'exception des conduites au sein d'une boucle de champ solaire à savoir les connexions manifold - capteur et les liaisons inter-capteurs pour lesquelles nous prenons un diamètre fixé standard DN32. Pour le problème DO-C, le diamètre D_{int} des canalisations principales sera un paramètre contrairement au problème DO-L où il sera une variable d'optimisation du dimensionnement.

Jonction et division de courants

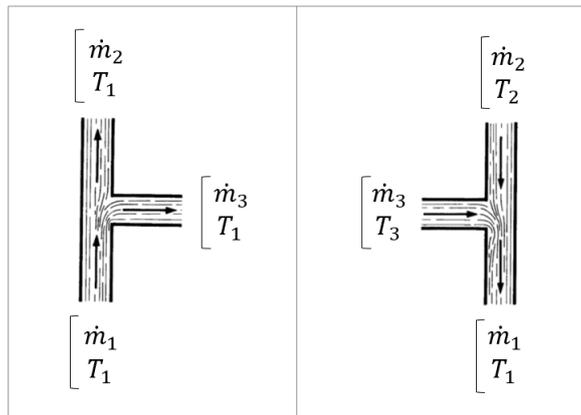


FIGURE III.8 – Bilans masse et énergie pour une division (à gauche) et une jonction (à droite) de courants

Les pertes thermiques et l'accumulation d'énergie au sein de jonctions et de divisions de

courant, telles que sur la figure III.8, sont négligées. Dans les deux cas, l'équation (III.53) traduit la conservation de la masse.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (\text{III.53})$$

Pour la division de courant, les hypothèses précédentes impliquent que la température des courants résultants est égale à la température du courant initial. Pour la jonction de deux courants, considérant la capacité thermique massique du fluide constante, on peut écrire l'équation (III.54).

$$\dot{m}_1 \cdot T_1 = \dot{m}_2 \cdot T_2 + \dot{m}_3 \cdot T_3 \quad (\text{III.54})$$

Dans les deux cas, la perte de charge des courants est calculée par l'équation (III.55). Les coefficients k_i sont différents pour une jonction et pour une division. Ils sont fonction des débits et des sections de canalisation et sont disponibles dans le mémento des pertes de charge (Idel'Cik) [161].

$$\forall i \in \{2, 3\}, \Delta P_i = \rho \cdot k_i \cdot \frac{v_1^2}{2} \quad (\text{III.55})$$

L'ensemble des modèles décrits dans cette section font intervenir des équations algébriques et/ou différentielles. La section suivante présente la méthode que nous avons utilisée pour discrétiser l'horizon temporel et résoudre ces équations.

III.2 Méthode de résolution : collocation orthogonale sur éléments finis

La méthode de collocation va nous permettre d'approximer le système de DAE en un système d'équations purement algébriques. Les variables d'état, solutions de ce système de DAE, sont approximées en une somme finie de fonctions d'essai et la satisfaction des équations est "forcée" en certains points d'intégration, appelés points de collocation. Nous choisissons d'utiliser les polynômes d'interpolation de Lagrange en tant que fonctions d'essai et les racines de polynômes orthogonaux comme points de collocation. Nous appliquons la méthode de collocation orthogonale sur éléments finis : l'horizon temporel est divisé en N_e éléments de temps sur lesquels les variables d'état sont approximées par un polynôme interpolé. La continuité des variables d'état doit être assurée aux frontières des éléments.

Considérons un horizon temporel $[t_0, t_f]$ divisé en N_e éléments finis. Le $i^{\text{ème}}$ élément est compris entre t_{i-1} et t_i et est de taille L_t que l'on considèrera constante. Au sein de chaque élément, nous avons 1 condition limite (en t_{i-1}) et N_c points de collocation, soit $N_c + 1$ points d'interpolation. La variable d'état est donc approximée par un polynôme d'ordre N_c sur chaque élément. Par exemple, sur la figure III.9, un polynômes de degré 3 doit être utilisé sur chaque élément pour représenter la variable T . En normalisant la variable d'intégration temporelle par l'équation (III.56), on peut exprimer la variable T , sur chaque élément i , par l'équation

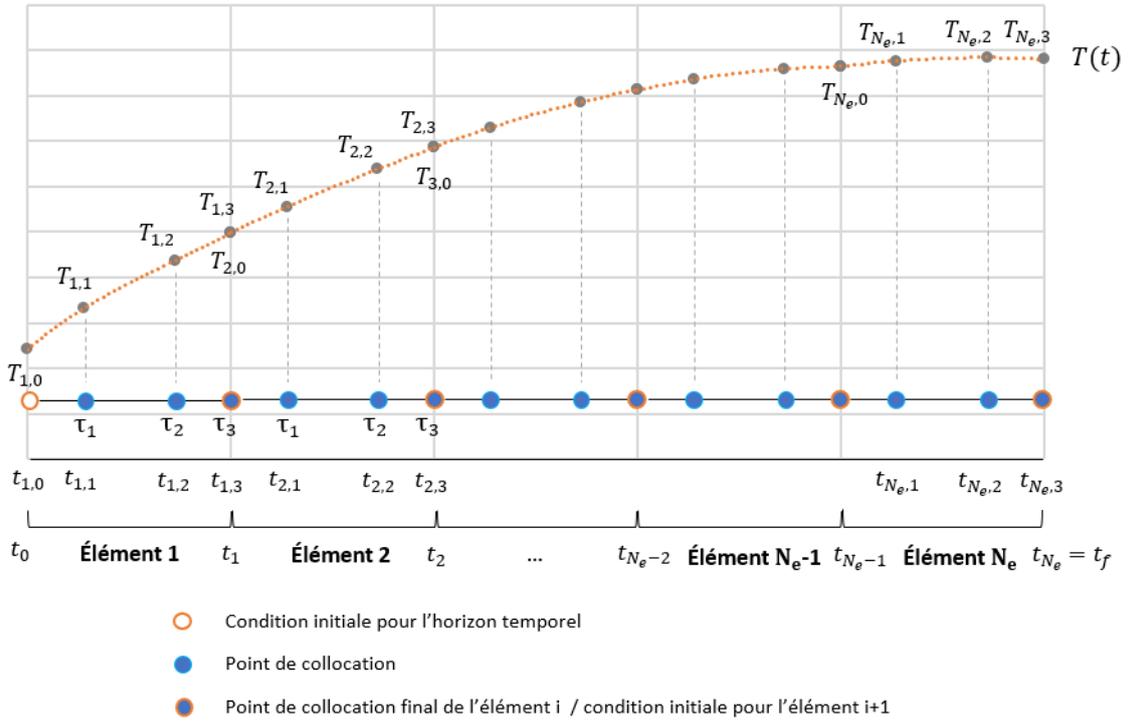


FIGURE III.9 – Méthode de collocation orthogonale sur éléments finis : exemple avec 3 points de collocation par éléments

(III.57).

$$\forall t \in [t_{i-1}, t_i], \quad \tau = \frac{t - t_{i-1}}{t_i - t_{i-1}} = \frac{t - t_{i-1}}{L_t} \quad (\text{III.56})$$

$$\forall i \in \{1, \dots, N_e\}, \forall \tau \in [0, 1], \quad T_i(\tau) = \sum_{j=0}^{N_c} T_{i,j} \cdot \left(\prod_{\substack{k=0 \\ k \neq j}}^{N_c} \frac{\tau - \tau_k}{\tau_j - \tau_k} \right) \quad (\text{III.57})$$

L'utilisation des polynômes de Lagrange nous donne par ailleurs la propriété particulière décrite par l'équation (III.58) :

$$\forall \{i, j\} \in \{1, \dots, N_e\} \times \{0, \dots, N_c\}, \quad T_i(\tau_j) = T_{i,j} \quad (\text{III.58})$$

L'implémentation de la méthode consiste ensuite à écrire la satisfaction de l'équation différentielle en chaque point de collocation de chaque élément de temps. Sur chaque élément i , les termes différentiels s'expriment, en dérivant le polynôme interpolé T_i , par une combinaison linéaire des coefficients $T_{i,j}$ avec $0 \leq j \leq N_c$. On obtient finalement un système algébrique à résoudre composé de $N_e \times (N_c + 1)$ équations (dont 1 condition initiale, $N_e - 1$ conditions de continuité et $N_e \times N_c$ équations de collocation) et d'autant de variables ($T_{i,j}$ pour $\{i, j\} \in \{1, \dots, N_e\} \times \{0, \dots, N_c\}$).

Une approche matricielle a été développée par Hedengren *et al.* [162] pour traiter les équations différentielles avec une méthode de collocation. Nous avons mis en place cette méthode et nous la décrivons dans ce qui suit. Considérons la formulation sous forme d'une série de puissances de notre polynôme interpolé au sein de l'élément i , équation (III.59) :

$$T_i(\tau) = \sum_{k=0}^{N_c} \alpha_{i,k} \cdot \tau^k \quad (\text{III.59})$$

De cette expression, on obtient la propriété définie par l'équation (III.60) et on peut déterminer l'expression de la dérivée de la variable d'état par rapport à τ , équation (III.61) :

$$\forall i \in \{1, \dots, N_e\}, \quad \alpha_{i,0} = T_{i,0} \quad (\text{III.60})$$

$$\frac{dT_i(\tau)}{d\tau} = \sum_{k=1}^{N_c} k \cdot \alpha_{i,k} \cdot \tau^{k-1} \quad (\text{III.61})$$

Ensuite, on écrit le système (III.62). Il traduit le fait que la dérivée de la variable d'état en un point de collocation j au sein de l'élément i peut être exprimée sous la forme d'une combinaison linéaire des coefficients $T_{i,k}$ (avec $0 \leq k \leq N_c$). La matrice M est appelée matrice de collocation. La détermination de cette matrice va permettre de lier la dérivée de la variable d'état et la combinaison linéaire de coefficients correspondante.

$$\begin{bmatrix} \frac{dT_i}{d\tau}(\tau_1) \\ \frac{dT_i}{d\tau}(\tau_2) \\ \vdots \\ \frac{dT_i}{d\tau}(\tau_{N_c}) \end{bmatrix} = M \times \begin{bmatrix} T_{i,1} - T_{i,0} \\ T_{i,2} - T_{i,0} \\ \vdots \\ T_{i,N_c} - T_{i,0} \end{bmatrix} \quad (\text{III.62})$$

En utilisant les équations (III.58) à (III.61), on peut ré-exprimer le système précédent par l'équation (III.63). En vérifiant que la matrice carrée du terme situé à droite de l'égalité est inversible, l'équation (III.64) permet ensuite de déterminer la matrice M .

$$\begin{bmatrix} 1 & 2\tau_1 & 3\tau_1^2 & \cdots & N_c\tau_1^{N_c-1} \\ 1 & 2\tau_2 & 3\tau_2^2 & \cdots & N_c\tau_2^{N_c-1} \\ & & & \vdots & \\ 1 & 2\tau_{N_c} & 3\tau_{N_c}^2 & \cdots & N_c\tau_{N_c}^{N_c-1} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \alpha_{i,1} \\ \alpha_{i,2} \\ \vdots \\ \alpha_{i,N_c} \end{bmatrix} = M \times \begin{bmatrix} \tau_1 & \tau_1^2 & \cdots & \tau_1^{N_c} \\ \tau_2 & \tau_2^2 & \cdots & \tau_2^{N_c} \\ & & \vdots & \\ \tau_{N_c} & \tau_{N_c}^2 & \cdots & \tau_{N_c}^{N_c} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \alpha_{i,1} \\ \alpha_{i,2} \\ \vdots \\ \alpha_{i,N_c} \end{bmatrix} \quad (\text{III.63})$$

$$M = \begin{bmatrix} 1 & 2\tau_1 & 3\tau_1^2 & \cdots & N_c\tau_1^{N_c-1} \\ 1 & 2\tau_2 & 3\tau_2^2 & \cdots & N_c\tau_2^{N_c-1} \\ & & & \vdots & \\ 1 & 2\tau_{N_c} & 3\tau_{N_c}^2 & \cdots & N_c\tau_{N_c}^{N_c-1} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \tau_1 & \tau_1^2 & \cdots & \tau_1^{N_c} \\ \tau_2 & \tau_2^2 & \cdots & \tau_2^{N_c} \\ & & \vdots & \\ \tau_{N_c} & \tau_{N_c}^2 & \cdots & \tau_{N_c}^{N_c} \end{bmatrix}^{-1} \quad (\text{III.64})$$

Enfin, on peut ré-exprimer le terme différentiel initial avec l'équation (III.65) et on obtient finalement le système (III.66) permettant de convertir les équations différentielles en équations algébriques pour chaque élément i :

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{L_t} \cdot \frac{dT_i}{d\tau} \quad (\text{III.65})$$

$$\begin{bmatrix} \frac{dT_i}{dt}(L_t \cdot \tau_1 + t_{i-1}) \\ \frac{dT_i}{dt}(L_t \cdot \tau_2 + t_{i-1}) \\ \vdots \\ \frac{dT_i}{dt}(L_t \cdot \tau_{N_c} + t_{i-1}) \end{bmatrix} = \frac{1}{L_t} \cdot M \times \begin{bmatrix} T_{i,1} - T_{i,0} \\ T_{i,2} - T_{i,0} \\ \vdots \\ T_{i,N_c} - T_{i,0} \end{bmatrix} \quad (\text{III.66})$$

Connaissant le nombre et la valeur des points de collocation, la matrice M est calculée avec l'équation (III.64). Elle permet ainsi d'exprimer la dérivée de la variable d'état aux point de collocation en une combinaison linéaire des coefficients d'interpolation via le système (III.66). On peut en déduire les $N_e \times N_c$ équations de collocation. Pour compléter le système, la connaissance de la condition initiale $T_{1,0}$ est requise et les $N_e - 1$ équations de continuité de la variable d'état sont formulées par l'équation (III.67) :

$$\forall i \in \{2, \dots, N_e\}, \quad T_{i,0} = T_{i-1,N_c} \quad (\text{III.67})$$

Pour contextualiser, appliquons cette méthode à une équation différentielle définie en section III.1. Prenons l'équation (III.16) décrivant la conservation de l'énergie au sein d'une strate du modèle de la cuve de stockage. Celle-ci se ré-écrit, pour la strate k , au sein de l'élément temporel i , de la manière suivante :

$$\rho \cdot C_p \cdot S \cdot \Delta x \cdot \frac{1}{L_t} \cdot M \times \begin{bmatrix} T_{s(k),i,1} - T_{s(k),i,0} \\ T_{s(k),i,2} - T_{s(k),i,0} \\ \vdots \\ T_{s(k),i,N_c} - T_{s(k),i,0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_{k,i,1} \\ \Phi_{k,i,2} \\ \vdots \\ \Phi_{k,i,N_c} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_k(L_t \cdot \tau_1 + t_{i-1}) \\ \Phi_k(L_t \cdot \tau_2 + t_{i-1}) \\ \vdots \\ \Phi_k(L_t \cdot \tau_{N_c} + t_{i-1}) \end{bmatrix} \quad (\text{III.68})$$

Pour nos travaux, nous avons choisi les racines de Gauss-Lobatto des polynômes orthogonaux de Legendre “décalés” (ou *shifted*) sur $[0, 1]$ comme valeurs des points de collocation. Ces racines incluent 0, 1 et d’autres points de collocation internes (Annexe A.3). Cependant, l’équation de collocation en 0 n’était pas nécessaire car l’équation de continuité assurait déjà la même contrainte. Selon la taille du problème, la précision nécessaire et la capacité de calcul disponible, nous avons utilisé des éléments de tailles différentes et des nombres de points de collocation différents. Pour le problème DO-C ($L_t = 1$ heure et $N_c = 5$ à 8), nous avons choisi d’avoir un nombre de points suffisamment grand pour que les pas de temps soient proches du temps propre d’un champ solaire (environ 5 à 10 minutes). Pour le problème DO-L ($L_t = 6$ heures et $N_c = 3$), le schéma temporel est le résultat d’un compromis entre la précision des résultats et les temps de calcul.

III.3 Simulations et analyses de sensibilité

Dans cette section, nous comparons les différents modèles de champ solaire, de stockage et d’échangeur à plaques définis précédemment par la simulation de ces systèmes et l’application de la méthode de collocation orthogonale sur éléments finis.

III.3.1 Champ solaire

Afin de comparer les différents modèles de champ solaire et d’analyser l’influence de certains paramètres, définissons d’abord les conditions de fonctionnement dans lesquelles nous nous plaçons. La Figure III.10 illustre les simulations réalisées dans cette partie.

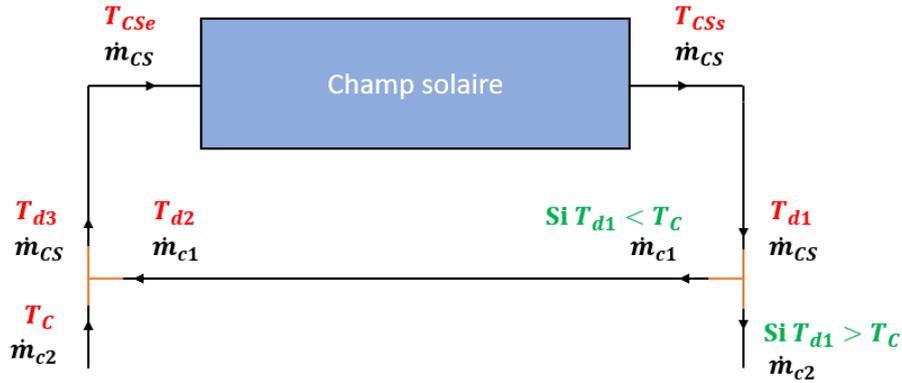


FIGURE III.10 – Conditions de fonctionnement du champ solaire avec recirculation

Le contrôle des débits au sein de cette configuration est tel que :

- Phase 1 : $\dot{m}_{CS} = 0$ tant que $GHI < 150 \text{ W.m}^{-2}$
- Phase 2 : $\dot{m}_{CS} = \dot{m}_{CS,max}$ et, si $T_{d1} < T_C$, alors $\dot{m}_{c1} = \dot{m}_{CS}$
- Phase 3 : $\dot{m}_{CS} = \dot{m}_{CS,max}$ et, si $T_{d1} > T_C$, alors $\dot{m}_{c2} = \dot{m}_{CS}$

avec T_C , une température cible définie au préalable. Ce contrôle traduit trois phases de fonctionnement. La première correspond à la condition de mise en route de la pompe solaire.

La deuxième phase est une phase transitoire au cours de laquelle le courant se réchauffe au sein du champ solaire mais sa température reste inférieure à la température cible T_C . Cet écoulement est alors redirigé vers l'entrée du champ solaire via la boucle de recirculation ($\dot{m}_{c1} = \dot{m}_{CS}$). Ainsi, après quelques recirculations, la troisième phase commence : une fois que la température du courant est supérieure à T_C alors celui-ci est dirigé vers un hypothétique échangeur de chaleur ($\dot{m}_{c2} = \dot{m}_{CS}$). Ce courant revient vers l'entrée du champ solaire à la température T_C .

L'implémentation de cette gestion conditionnelle des débits dans le logiciel GAMS est rédigée en Annexe A.4.2. Ce type de formulation peut poser des difficultés de convergence mais le problème est ici suffisamment petit pour converger. Pour la simulation d'une CST complète, nous verrons que ce type de contrôle ne permet plus la convergence. Par ailleurs, nous pouvons calculer l'énergie E_{HX1} transmise au sein de l'échangeur par l'équation (III.69) en appliquant la méthode de quadrature de Gauss également décrite en Annexe A.3.

$$E_{HX1} = \int_{t_0}^{t_f} (\dot{m}_{c2} \cdot C_{p,g} \cdot (T_{d1} - T_C)) \cdot dt \quad (\text{III.69})$$

A partir de cette configuration, plusieurs analyses de sensibilité ont été effectuées pour comparer les modèles et observer l'influence de la méthode numérique. Dans chaque cas, les données d'entrée sont précisées. En particulier, les données d'entrée liées aux modèles sont les mêmes pour chaque cas :

— $N_b = 20$	— $\eta_{0,b} = 0.779$	— $L_{MB} = 2.5 \text{ m}$
— $N_p = 8$	— $c_1 = 2.410 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$	— $\text{gap}_X = 6.5 \text{ m}$
— $\beta = 45^\circ$	— $c_2 = 0.015 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-2}$	— $\text{gap}_Y = 0.3 \text{ m}$
— $\delta = 0^\circ$ (face au Sud)	— $c_5 = 3596 \text{ J.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$	— $\dot{m}_{CS,max} = 20 \text{ kg.s}^{-1}$
— $D_{int} = 0.107 \text{ m}$	— $K_d = 0.98$	— $T_m(t = 0) = T_{amb}$

Modèle mCS1a vs mCS1b et méthode numérique

Comparaison des modèles sur une journée :

Deux journées sont choisies afin d'observer l'influence de la variabilité de la météo sur les modèles de champ solaire. Nous nous situons à Bordeaux. La journée 1 correspond à une journée de juin et la journée 2 à une journée de mars. Les données météo détaillées sont disponibles en Annexe A.4.1.

Données d'entrée liées à la méthode numérique :

- Horizon temporel : $t_f = 24$ heures
- Taille d'un élément fini : $L_t = 1$ minute
- Nombre d'éléments : $N_e = 1440$
- Nombre de points de collocation par élément : $N_c = 4$

La figure III.11 illustre la comparaison des modèles mCS1a et mCS1b sur la première journée sélectionnée avec des températures de bouclage T_C de 50°C (a) et 80°C (b). Dans le cas de cette belle journée, on observe que le modèle mCS1a a un retard de 10 minutes environ sur le

modèle mCS1b tout au long de la journée dû à l'inertie thermique qu'il considère. Cependant, le tableau III.1 nous montre un très faible écart entre les deux modèles pour l'énergie collectée, et ce, quelque soit la température de bouclage. De plus, on constate également que l'énergie collectée est plus grande lorsqu'on fonctionne à plus faible température ce qui confirme la meilleure efficacité des capteurs à basse température.

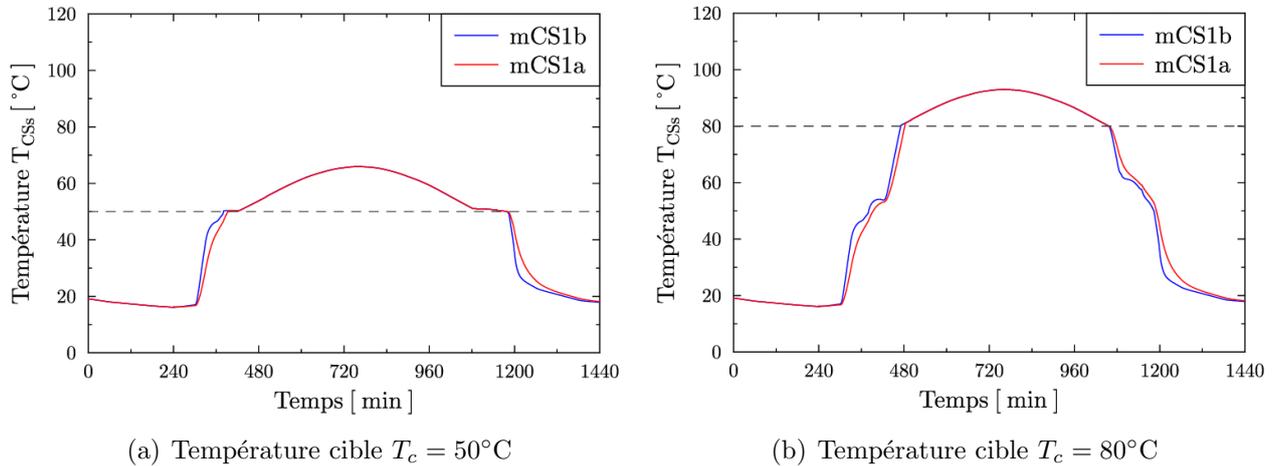


FIGURE III.11 – Comparaison de mCS1a et mCS1b sur la journée 1 ensoleillée

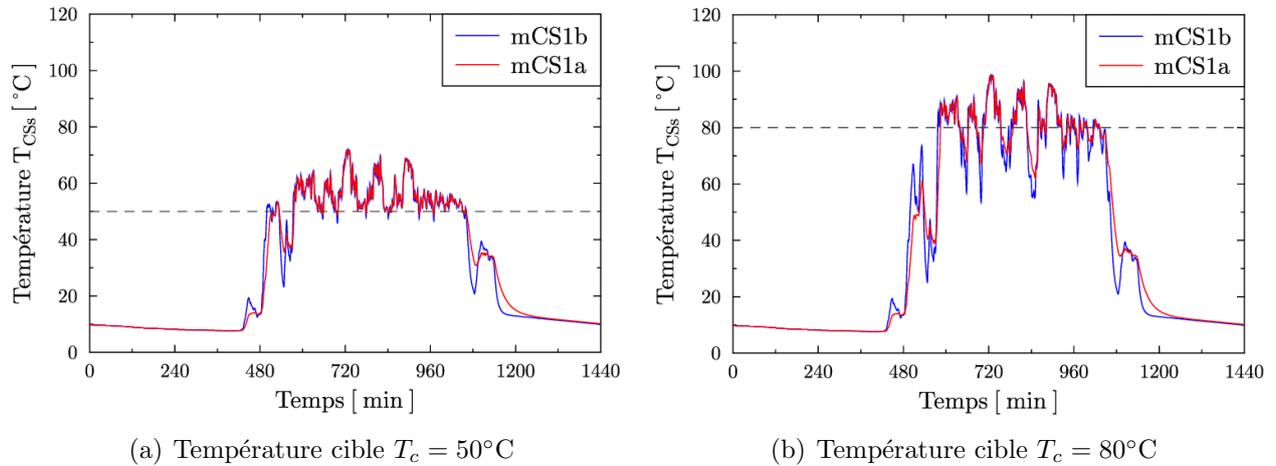


FIGURE III.12 – Comparaison de mCS1a et mCS1b sur la journée 2 à météo variable

E_{HX1} (MWh)	Journée 1		Journée 2	
	$T_c = 50^\circ\text{C}$	$T_c = 80^\circ\text{C}$	$T_c = 50^\circ\text{C}$	$T_c = 80^\circ\text{C}$
mCS1a	8.836	6.318	4.149	2.281
mCS1b	8.841 (+0.1%)	6.328 (+0.2%)	4.201 (+1.3%)	2.406 (+5.5%)

TABLE III.1 – Comparaison énergétique des modèles mCS1a et mCS1b sur une journée

Pour une journée ayant une météo plus variable, figure III.12, on remarque que l'inertie thermique du modèle mCS1a entraîne des variations de température moins soudaines que pour

le modèle mCS1b. Ainsi, pour ce type de météo, cela entraîne des différences énergétiques plus importantes comme le montre le tableau III.1. L'inertie thermique différenciant les deux modèles a donc un impact important sur la représentation du comportement du champ solaire lors des phases transitoires, lors des journées à météo variable et d'autant plus lorsque l'on fonctionne à haute température.

Influence de la méthode numérique :

L'objectif est ici de pouvoir observer l'influence de la discrétisation temporelle sur les résultats de simulation. Pour des éléments finis de taille horaire, les données météo doivent être moyennées et la variabilité de la météo est donc moins bien représentée. Comme le montre la figure III.13, sur la journée 1 ensoleillée, cela n'a que peu d'influence au contraire de la journée 2, où cette différence de discrétisation impacte grandement les profils de température et entraîne potentiellement des différences énergétiques importantes (ici, +40% d'énergie pour $L_t = 1h$).

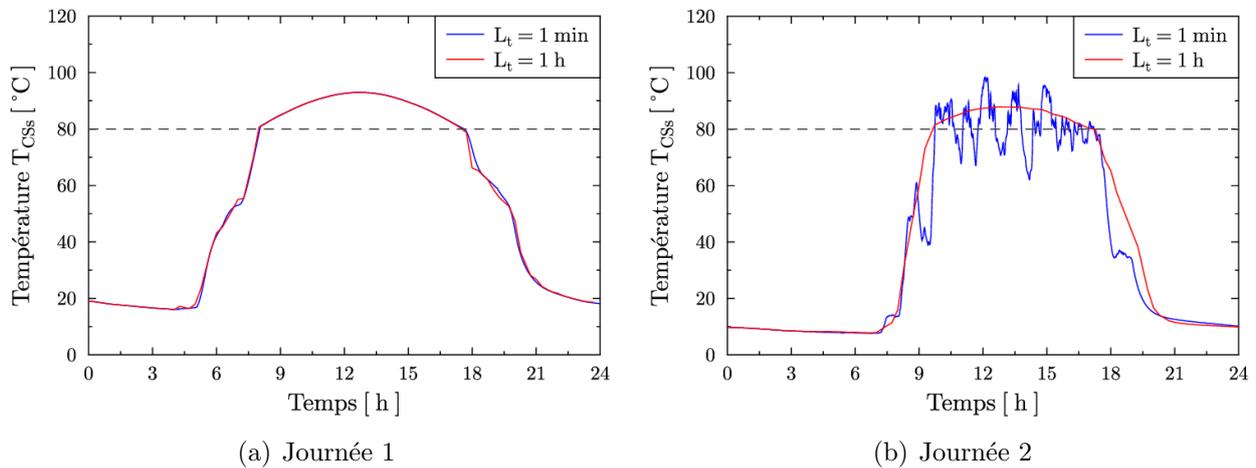


FIGURE III.13 – Comparaison des échelles de temps avec le modèle mCS1a et $T_C = 80^\circ\text{C}$

Taille d'un élément fini	Avantage	Inconvénient
$L_t = 1 \text{ min}$	Fluctuations météos et CS bien représentés en transitoire	Très lourd en équations et temps calcul
$L_t = 1 \text{ h}$	Problème moins lourd en équations	Fluctuations météos approximées donc comportement CS moyenné

TABLE III.2 – Avantages et inconvénients des échelles de temps utilisées pour la discrétisation

De plus, il faut aussi considérer que, selon la taille des éléments finis, le nombre d'équations à résoudre et le temps de résolution sont fortement impactés. Pour la simulation d'une journée, pour des éléments de taille minute, nous avons en moyenne 3.10^6 équations résolues pour un

temps de calcul de 10 minutes à 1 heure selon la qualité de l’initialisation du problème. Pour des éléments de taille horaire, ce sont $5 \cdot 10^4$ équations qui sont résolues en moins de 2 minutes. Ces ordres de grandeur ont été un facteur de décision important, tout d’abord pour motiver la définition des modèles mCS2 et mCS3 (bien moins lourds en termes d’équations) puis lors de la définition de la méthode numérique pour la résolution des problèmes DO-C et DO-L (choix de la taille d’un élément et du nombre de points de collocation par élément). Le tableau III.2 rappelle les avantages et les inconvénients des différentes échelles de temps utilisées pour un nombre de points collocation N_c identique (4) dans les deux cas.

Pour le problème DO-C qui nécessite d’être relativement précis en termes de données météo et de discrétisation, nous verrons qu’un compromis a été effectué et que nous avons utilisé des éléments de taille horaire mais avec un plus grand nombre de points de collocation (6 à 9) pour être plus proche du temps propre du champ solaire.

Comparaison des modèles sur un mois :

Deux mois sont choisis afin de comparer les modèles sur une longue période de temps. Nous nous situons à Bordeaux et avons choisi les mois de janvier et de juin. Les modèles mCS1a et mCS1b étant très lourds en équations, il a été difficile de simuler des périodes plus longues, même avec la discrétisation choisie.

Données d’entrée liées à la méthode numérique :

- Horizon temporel : $t_f = 1$ mois
- Taille d’un élément fini : $L_t = 1$ heure
- Nombre d’éléments : $N_e = 720$
- Nombre de points de collocation par élément : $N_c = 4$

E_{HX1} (MWh)	Mois de janvier		Mois de juin	
	$T_C = 50^\circ\text{C}$	$T_C = 80^\circ\text{C}$	$T_C = 50^\circ\text{C}$	$T_C = 80^\circ\text{C}$
mCS1a	48.82	22.38	180.51	111.62
mCS1b	49.59 (+1.6%)	22.77 (+1.8%)	180.65 (+0.1%)	111.99 (+0.3%)

TABLE III.3 – Comparaison énergétique des modèles mCS1a et mCS1b sur un mois

Le tableau III.3 indique de faibles écarts énergétiques entre les modèles quelque soit la température de bouclage. Sur le mois de janvier, les écarts sont un peu plus grands qu’au mois de juin car l’irradiation solaire est plus faible et plus fluctuante. On observe de nouveau que le modèle mCS1b détermine une énergie collectée supérieure à celle du modèle mCS1a. De plus, nous précisons que le terme différentiel du modèle mCS1a allonge le temps de calcul de 10 à 30% et, d’après ces résultats, il paraît donc plus intéressant d’utiliser le modèle mCS1b sur des périodes longues.

Modèle mCS1a vs mCS2 vs mCS3

Le modèle mCS1 a été simplifié de façon à être en mesure de simuler une CST entière sur des périodes suffisamment longues. Ainsi, les modèles mCS2 et mCS3 diminuent le nombre total d'équations et vont aider à simuler une CST sur des horizons respectifs d'une semaine et d'un an. L'objectif de ce paragraphe est de montrer la précision de ces modèles simplifiés par rapport au modèle le plus complet.

Données d'entrée liées à la méthode numérique :

- Horizon temporel : $t_f = 1$ mois
- Taille d'un élément fini : $L_t = 1$ heure
- Nombre d'éléments : $N_e = 720$
- Nombre de points de collocation par élément : $N_c = 4$

Le tableau III.4 indique les écarts énergétiques entre les modèles pour les mois de janvier et de juin à Bordeaux et pour des températures de bouclages de 50°C et de 80°C . On constate que ces écarts sont relativement faibles ce qui confirme que les simplifications apportées au modèle mCS1a sont acceptables. On remarquera que les plus grands écarts énergétiques avec le modèle de référence (mCS1a) ont lieu de manière générale sur le mois de janvier et pour la température du bouclage la plus élevée : jusqu'à 3.5% d'écart pour le modèle mCS2 et 2.7% d'écart pour le modèle mCS3. De plus, ces simplifications ont permis une diminution importante du nombre d'équations et du temps de calcul comme le montre le tableau III.5. La validation de ces modèles mCS2 et mCS3 en section III.4 permettra d'évaluer leur précision en les comparant aux données expérimentales d'une véritable centrale. Cependant, ces simplifications constituent un pas important pour la convergence des simulations d'une CST entière.

E_{HX1} (MWh)	Mois de janvier		Mois de juin	
	$T_C = 50^\circ\text{C}$	$T_C = 80^\circ\text{C}$	$T_C = 50^\circ\text{C}$	$T_C = 80^\circ\text{C}$
mCS1a	48.82	22.38	180.51	111.62
mCS2	48.49 (-0.7%)	21.60 (-3.5%)	180.27 (-0.1%)	110.91 (-0.6%)
mCS3	48.84 (+0.1%)	21.77 (-2.7%)	180.95 (+0.2%)	111.39 (-0.2%)

TABLE III.4 – Comparaison énergétique des modèles mCS1a, mCS2 et mCS3 sur un mois

Modèle	Nombre d'équations	Temps de calcul
mCS1a	$\sim 2\,500\,000$	4 à 10 min.
mCS2	$\sim 130\,000$	< 15 s
mCS3	$\sim 40\,000$	< 5 s

TABLE III.5 – Nombre d'équations et temps de calcul associés aux trois modèles

III.3.2 Cuve de stockage

Dans cette partie, nous présentons les simulations réalisées pour le modèle de cuve qui vont nous permettre d'observer notamment des phénomènes numériques à éviter (instabilité et

diffusion) et un phénomène physique particulier (inversion du gradient thermique). Les données d'entrée suivantes, liées au modèle, seront conservées pour l'ensemble des simulations :

- $V = 500 \text{ m}^3$
- $H_{st} = 2 \times D_{st} = 13.66 \text{ m}$
- $Ep_M = 5 \text{ mm}$
- $Ep_{iso} = 20 \text{ cm}$

Charge “classique” du stockage

Pour cette simulation d'une charge du stockage, nous considérons les données d'entrée numériques et physiques suivantes :

- $t_f = 10 \text{ heures}$
- $L_t = 1 \text{ heure}$
- $N_c = 9$
- $N = 30 \text{ strates}$
- $\forall i \in \{1, \dots, N\}, T_{s(i)}(t = 0) = T_{amb}(t)$
- $\forall t, T_{amb}(t) = 15^\circ\text{C}$
- $\forall t, \dot{m}_{s1}(t) = 20 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$
- $\forall t, T_{sol}(t) = 70^\circ\text{C}$
- $\forall t, \dot{m}_{q1}(t) = 0 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$

Nous considérons une cuve initialement à l'équilibre avec son environnement. Puis, la cuve est chargée en tête avec un débit \dot{m}_{s1} et une température T_{sol} pendant 10 heures (qui correspondrait à une période de charge sur une journée solaire complète). La figure III.14 illustre les résultats obtenus. On observe, sur la figure III.14(a), le déplacement de la thermocline (zone de fort gradient de température) vers le bas de la cuve signifiant que celle-ci est bien en train de se charger. Sur la figure III.14(b), on constate que les strates montent en température les unes après les autres en partant du haut de la cuve.

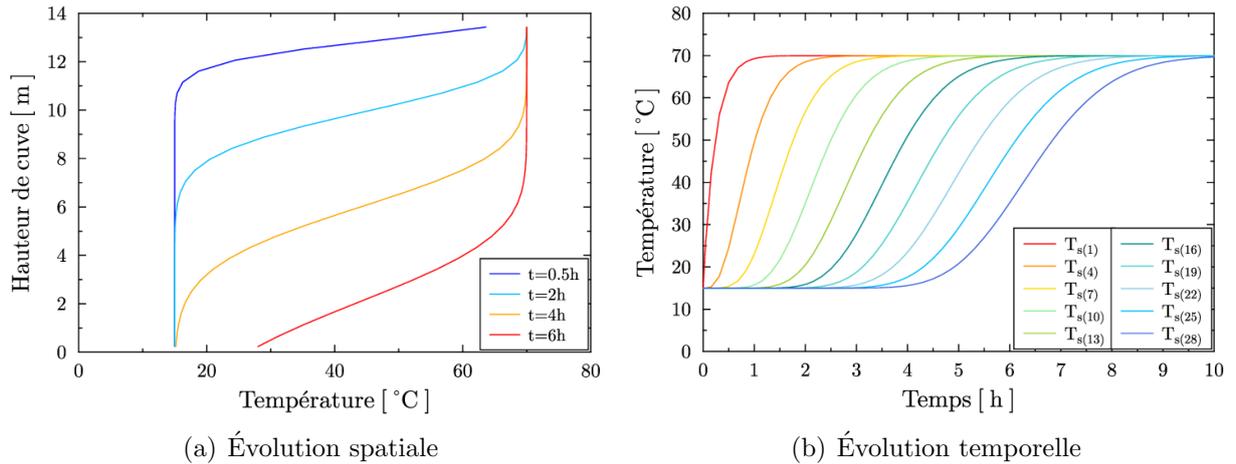


FIGURE III.14 – Charge de la cuve à $T_{sol} = 70^\circ\text{C}$

Après 10 heures de charge, la cuve est entièrement chargée, uniforme à 70°C . Nous précisons toutefois qu'une grande cuve au sein d'une CST n'atteint que très rarement ce niveau de stockage car elle alterne avec le déstockage d'énergie (débit \dot{m}_{q1}).

Instabilités numériques

Les simulations effectuées dans cette partie sont similaires au cas précédent. Seuls le nombre de points de collocation N_c et le nombre de strates N ont été modifiés.

Des instabilités numériques peuvent apparaître si certains paramètres du modèle ou de la méthode numérique ne sont pas fixés correctement. Ces erreurs sont liés à notre discrétisation spatiale du volume de la cuve. En effet, si le pas d'espace (Δx) est plus petit que la distance parcourue par l'écoulement au cours du pas de temps, alors une erreur apparaît et peut se propager dans la solution. Ainsi, pour une valeur maximale du débit de charge (ou de décharge), des instabilités numériques apparaissent si le volume d'une strate est trop petit (i.e. si le nombre de strates est trop grand) ou si le pas de temps entre deux instants est trop grand.

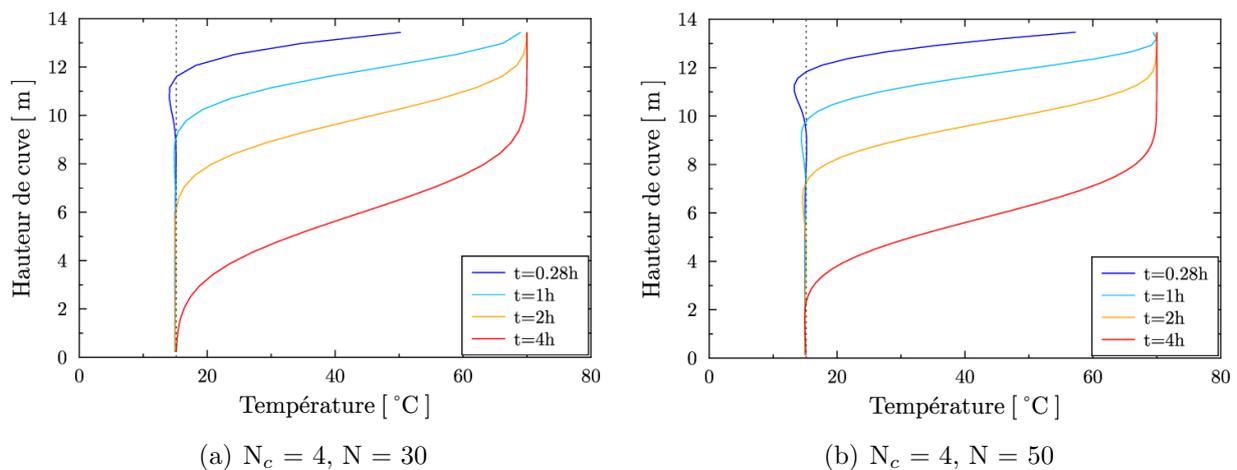


FIGURE III.15 – Instabilités numériques du modèle de stockage

La figure III.15(a) ($N_c = 4$) montre, par comparaison avec la figure III.14(a) ($N_c = 9$), qu'une erreur peut apparaître lorsque le pas de temps entre deux instants est trop grand. On observe des variations de température qui n'ont pas lieu d'être. Jusqu'à $t = 1$ h, la température au sein de la cuve passe sous les 15°C ce qui ne devrait pas arriver car la température est initialement uniforme dans la cuve à 15°C , la température extérieure est maintenue constante à 15°C et la température de charge est de 70°C . De plus, on observe sur la Figure III.15(b) qu'avec un nombre de strates qui augmente, l'instabilité s'accroît. Toutefois, nous pouvons constater que cette instabilité ne perdure pas. Ainsi, nous ne concluons pas directement sur une méthode à adopter pour éviter ce type d'instabilités mais nous avons fait en sorte de nous placer dans des conditions stables évitant ces anomalies.

Diffusion numérique

Comme évoqué dans l'état de l'art, le nombre de strates N joue également un rôle dans un phénomène que l'on appelle diffusion numérique. La diffusion numérique correspond à un effet de lissage dû à l'hypothèse d'un mélange idéal dans chacune des strates (comme si la diffusion thermique était infinie au sein des strates). Ainsi, au cours d'une même charge, le profil de température au sein de la cuve diffère selon le nombre de strates utilisées pour modéliser

la cuve. La Figure III.16 illustre ce propos. On observe que plus le nombre de strates est grand, plus l'épaisseur de la thermocline est faible. Ainsi, Powell *et al.* [77] affirment que pour limiter l'influence de la diffusion numérique, il faut utiliser un très grand nombre de strates. La validation expérimentale du modèle de cuve, en section III.4, nous permettra d'évaluer le nombre de strates nécessaire pour modéliser précisément la cuve de stockage. Cependant, pour la suite de nos travaux, il faudra aussi tenir compte du fait que plus le nombre de strates est grand, plus le nombre d'équations augmente ainsi que les temps de calcul.

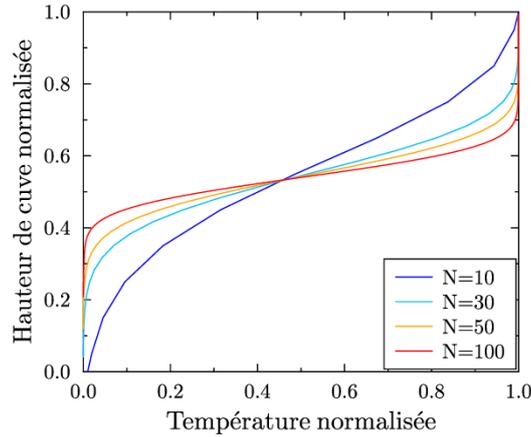


FIGURE III.16 – Influence du nombre de strates N : diffusion numérique

Charge du stockage avec inversion du gradient thermique

Il arrive que, lors de la charge du stockage, la température du courant entrant dans la cuve soit plus faible que celle du fluide de stockage en tête de cuve. Bien que l'énergie globale stockée continue d'augmenter, des inversions de températures apparaissent en tête de cuve. Celles-ci entraînent des courants de convection naturelle qui homogénéisent la zone concernée. Dans cette partie, nous nous plaçons dans un tel cas et analysons le comportement de notre modèle. Nous considérons les données d'entrées suivantes :

- $t_f = 24$ heures
- $L_t = 1$ heure
- $N_c = 4$
- $N = 10$
- $\forall i \in \{1, \dots, N\}, T_{s(i)}(t = 0) = T_{amb}(t)$
- $\forall t, T_{amb}(t) = 25^\circ\text{C}$
- $\forall t, \dot{m}_{q1}(t) = 0 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$

Le débit de charge \dot{m}_{s1} et la température de charge T_{sol} dépendent du temps et sont représentés sur les figures résultats qui suivent. Dans un premier temps, analysons les résultats obtenus sans les débits d'inversion $\dot{m}_{inv(i)}$. La figure III.17 illustre les résultats de cette simulation. De 8h à 13h, on observe une charge classique du stockage. Puis, de 13h à 16h, la température de charge devient inférieure à la température en tête de cuve (car l'énergie collectée par le CS diminue après avoir atteint un pic à midi si celui-ci est tilté et orienté face au Sud). Ainsi, on observe une inversion de température en tête de cuve telle qu'à 16h, la température de la première strate est inférieure de 4°C à celle de la cinquième strate. De plus, cette inversion de température perdure dans le temps ce qui n'est pas représentatif d'un phénomène de convection naturelle qui est relativement rapide (1 minute à 10 minutes).

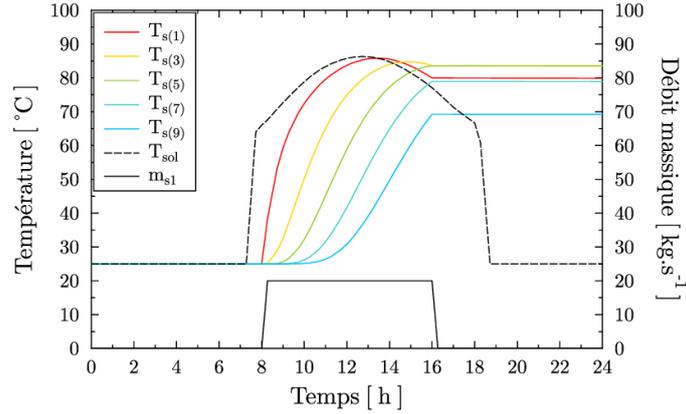


FIGURE III.17 – Charge de la cuve avec inversion température : sans débits d'inversion

Considérons maintenant le modèle de cuve de stockage avec des débits d'inversion. Comme évoqué précédemment, ceux-ci sont des variables d'optimisation qui vont permettre de minimiser les inversions de températures, équation (III.27), tout en satisfaisant les contraintes (III.28) et (III.29). La figure III.18 illustre les résultats de cette optimisation.

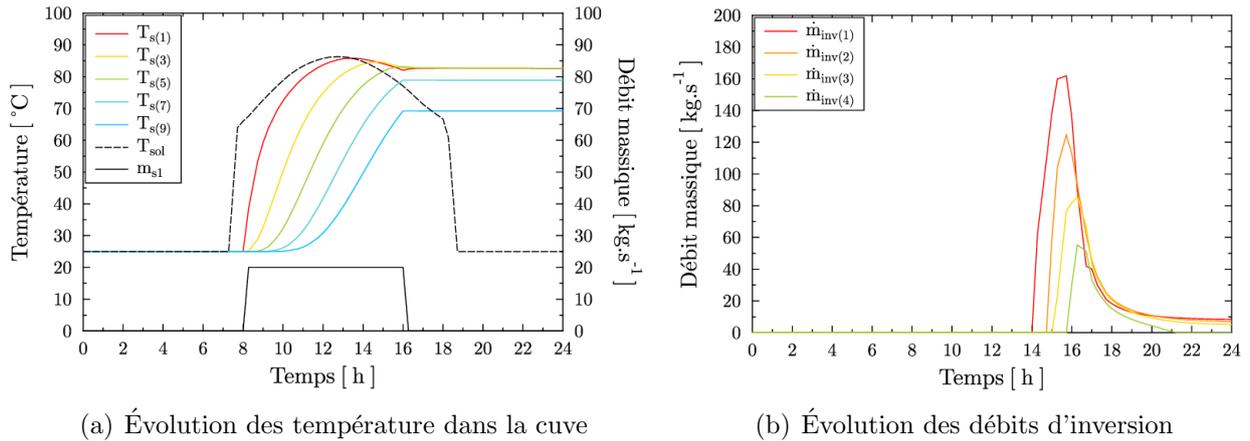


FIGURE III.18 – Charge de la cuve avec inversion température : avec débits d'inversion

Jusqu'à 13h, on observe le même comportement en charge que sur la simulation précédente. De 13h à 14h, la température de la première strate diminue et, à 14h, elle devient inférieure à la température de la deuxième strate. Dès lors, le débit d'inversion $\dot{m}_{inv(1)}$ devient positif et tente de réduire cette inversion de température entre les deux strates. Comme la charge continue jusqu'à 16h, les débits d'inversion "s'activent" les uns après les autres, figure III.18(b), car l'inversion de température progresse vers le bas de la cuve. On observe sur la figure III.18(a) que l'inversion observée sur la simulation précédente est ici contenue et on a bien une homogénéisation des températures des strates en tête de cuve. Ce phénomène peut également apparaître en pied de cuve si la température T_R est plus élevée que la température en bas de cuve. Il faut préciser que cette technique permet d'homogénéiser la zone d'inversion du gradient thermique mais elle ne permet pas de remettre les strates dans leur ordre naturel de la température la plus élevée en haut à la température la plus basse en bas.

III.3.3 Échangeur à plaques

Les modèles d'échangeur définis précédemment ne considérant pas une réelle dynamique, pour un dimensionnement fixé, les débits et températures d'entrée permettent de déterminer les températures de sortie et la puissance échangée en un point. Ainsi, dans cette partie, nous simulons simplement un échangeur à plaques avec le modèle complet mHX1 et nous ne le comparerons au modèle mHX2 qu'en section III.4, pour la validation expérimentale. Les données d'entrée indiquées dans le tableau III.6 (les paramètres de dimensionnement et variables de fonctionnement) permettent de calculer les *outputs* du modèle qui sont, entre autres, les températures de sortie T_{cs} et T_{fs} , la puissance échangée \dot{Q}_{HX} , l'efficacité de l'échangeur ϵ_{HX} et le coefficient d'échange global U , pour un échange eau-eau dans ce cas.

Données d'entrée			Variables calculées		
Dimensionnement			Fonctionnement		
S_0	0.845	m ²	\dot{Q}_{HX}	7.3	MW
W_p	0.530	m	ϵ_{HX}	0.844	
e_p	0.5	mm	T_{cs}	22	°C
b	2.5	mm	T_{fs}	53	°C
Φ	1.25		$\dot{m}_{ip,c}$	0.484	kg.s ⁻¹
β_c	45	°	$\dot{m}_{ip,f}$	0.484	kg.s ⁻¹
d_p	3	mm	R	1	
n	189		NUT	5.4	
$N_{p,c}$	1		Re_c	2307	
$N_{p,f}$	1		Re_f	2010	
R_{encr}	0.000005	m ² .K.W ⁻¹	h_c	12850	W.m ⁻² .K ⁻¹
Fonctionnement			h_f	12400	W.m ⁻² .K ⁻¹
\dot{m}_c	46	kg.s ⁻¹	U	5229	W.m ⁻² .K ⁻¹
\dot{m}_f	46	kg.s ⁻¹			
T_{ce}	60	°C			
T_{fe}	15	°C			

TABLE III.6 – Exemple de dimensionnement d'un échangeur et son fonctionnement au point de design

A partir de ce dimensionnement et de ce point de design, on peut réaliser une analyse de sensibilité sur les variables de fonctionnement et sur les paramètres de dimensionnement pour évaluer leur impact sur la puissance échangée. Cette analyse démontre des résultats classiques :

- Le coefficient global de transfert et la puissance échangée augmentent avec les débits et températures d'entrée.
- A égalité des débits calorifiques, i.e. pour $R = 1$, la puissance échangée et le pincement augmentent avec l'augmentation des débits et/ou des températures d'entrée.

- Plus un débit s'éloigne de sa valeur de design, i.e. plus R se rapproche de 0, plus le pincement et la puissance échangée diminuent.
- La surface d'échange et en particulier le nombre de plaques et la surface de plaque sont les paramètres dimensionnant ayant le plus d'impact sur la puissance échangée, les autres paramètres étant limités dans une petite plage de valeurs.

La simplification du modèle mHX1 par l'hypothèse d'un coefficient d'échange global constant (mHX2) n'apporte pas un gain important en nombre d'équations à résoudre. Cependant, elle réduit la complexité du problème en se passant des corrélations non-linéaires pour la détermination des coefficients de convection. La section III.4 permettra d'observer, d'évaluer et de comparer les modèles mHX1 (U calculé) et mHX2 (U constant) entre-eux et avec les données expérimentales d'un échangeur à plaques utilisé sur une centrale solaire thermique.

III.4 Validation expérimentale des modèles

III.4.1 Système et indicateur de performance

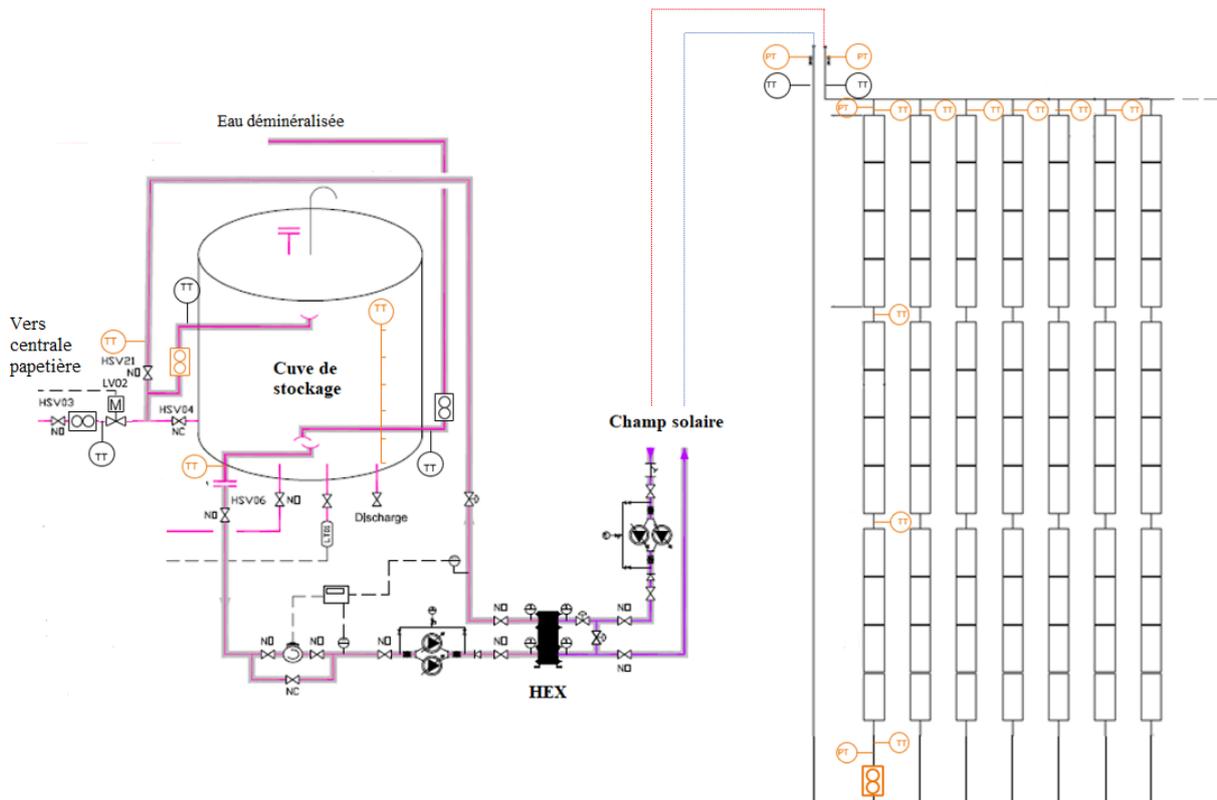


FIGURE III.19 – P&ID des circuits primaire et secondaire de la CST de Condat-sur-Vézère

En juin 2019, NEWHEAT a inauguré sa première centrale solaire thermique à Condat-sur-Vézère. Elle est alors la plus grande CST en France et la première dans le monde à utiliser un système de tracking solaire 1 axe. L'énergie collectée par le champ solaire est fournie sous forme de chaleur basse température à l'une des plus grandes papèteries de France.

Le champ solaire est constitué de 22 boucles, chacune comprenant 12 capteurs plans simple vitrage en série. Cela représente une surface brute totale de plus de 4200 m² (puissance pic de 3.3 MW) au travers de laquelle un courant d'eau glycolée se réchauffe. Une cuve de 450 m³ permet le stockage d'énergie lorsque la production est supérieure à la demande et sa décharge lorsque la situation est inversée. Un échangeur de chaleur à plaques d'une surface d'échange de 129 m² permet le transfert thermique entre le circuit primaire (solaire) et le circuit secondaire (stockage/fourniture d'énergie). De nombreux capteurs ont été installés de façon à suivre l'évolution du rayonnement solaire ainsi que des débits et des températures en différents endroits de la CST. Notre travail a bénéficié de cette instrumentation pour la validation des modèles. La figure III.19 montre le P&ID de cette CST.

Pour notre procédure de validation des modèles, nous utilisons deux indicateurs de performance, le *Mean Absolute Error* (MAE) et le *Mean Absolute Percentage Error* (MAPE), définis par les équations (III.70) et (III.71), avec x_i les valeurs expérimentales, y_i les valeurs issues des modèles et k le nombre de valeurs expérimentales. L'indicateur MAE réalise la moyenne des erreurs absolues entre les données expérimentales et la simulation et conserve donc l'unité de la grandeur mesurée contrairement au MAPE qui est un indicateur sans dimension calculant l'écart moyen absolu en pourcentage.

$$MAE = \frac{1}{k} \cdot \sum_{i=1}^k |x_i - y_i| \quad (\text{III.70})$$

$$MAPE = \frac{1}{k} \cdot \sum_{i=1}^k \left| \frac{x_i - y_i}{x_i} \right| \quad (\text{III.71})$$

III.4.2 Champ solaire

La validation des modèles de champ solaire est réalisée sur deux journées particulières. La première est une journée d'été sans nuages et la seconde est une journée d'été pour laquelle le rayonnement solaire est très variable. Les données d'entrée de l'étude sont :

- les dimensions et caractéristiques du champ solaire (CS),
- l'angle d'inclinaison des capteurs (tracking solaire),
- la mesure du débit total traversant le CS,
- la mesure de la température en entrée du CS,
- la mesure du rayonnement solaire (GHI, DNI) et de la température ambiante,
- les données de la position du Soleil (élévation et azimut) pour les journées considérées (issues du logiciel Météonorm).

L'incertitude de la mesure du rayonnement solaire par pyranomètre (GHI) et pyréliomètre (DNI) est de $\pm 20 \text{ W.m}^{-2}$. Cependant, la surface du CS est tellement grande qu'il peut y avoir des différences entre le rayonnement mesuré et celui effectivement reçu par chacun des 264 FPC du champ solaire. De plus, l'incertitude de mesure sur la température d'un écoulement est proportionnelle à cette température et, dans les cas que nous considérons, vaut jusqu'à $\pm 0.8^\circ\text{C}$ au maximum ce qui est trop faible pour être illustré sur les graphes.

Ainsi, le profil expérimental de température en sortie du CS peut être comparé au profil simulé par les modèles mCS2 et mCS3 décrits précédemment. Pour la journée 1, la météo étant relativement peu variable, une extraction de données avec un pas de temps de 10 minutes nous a semblé suffisant. Sur l'horizon de temps illustré en figure III.20, cela représente 75 points expérimentaux. Pour la journée 2, la météo étant très variable, une extraction de données avec un pas de temps de 1 minute nous a semblé nécessaire. Sur l'horizon de temps illustré en figure III.21, cela représente 960 points expérimentaux. Les figures III.20(a) et III.21(a) représentent l'évolution des données météo sur les journées considérées. Les figures III.20(b) et III.21(b) permettent de comparer le profil expérimental de T_{CSs} avec les profils simulés par les deux modèles mCS2 et mCS3.

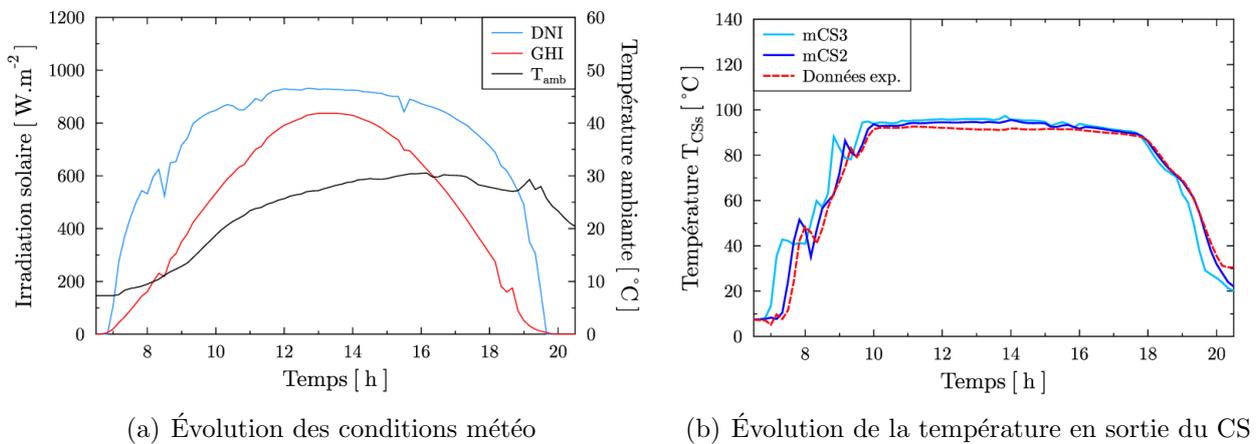


FIGURE III.20 – Validation des modèles de CS : journée type 1 (03/09/2019)

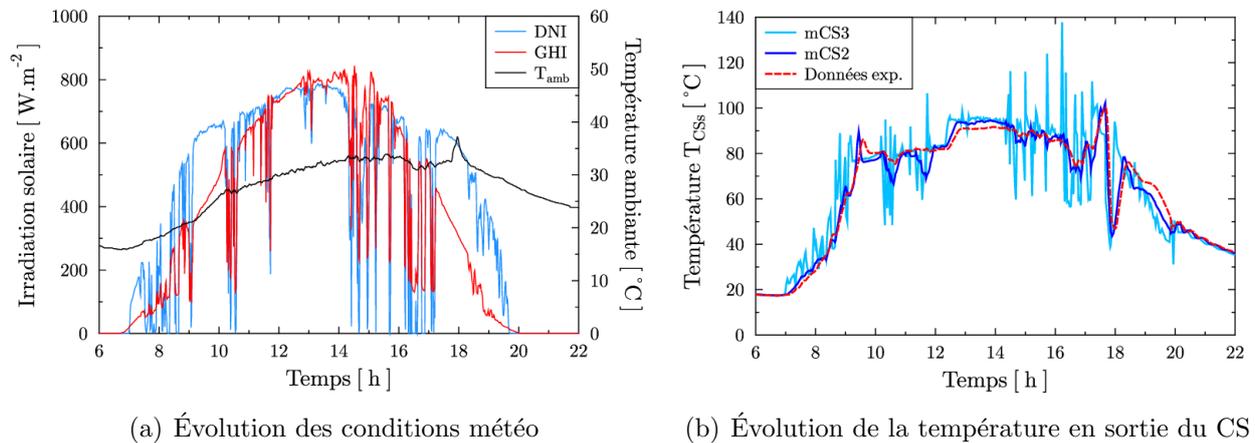


FIGURE III.21 – Validation des modèles de CS : journée type 2 (31/08/2019)

Dans le premier cas, on observe que le modèle mCS3 réagit rapidement aux variations d'irradiations au cours des phases transitoires (7h-10h et 18h-20h). Cela est dû notamment au fait qu'il ne considère pas de terme inertiel. Ainsi, il est en avance sur le modèle mCS2 et sur le profil expérimental. Par ailleurs, on remarque une différence de 2 à 4°C entre le profil expérimental et les modèles lorsque la température maximale est atteinte, particulièrement

entre 12h et 14h. Le tableau III.7 quantifie l'erreur commise par les modèles par rapport à l'expérimental sur cette journée. Comme constaté par l'observation, l'erreur moyenne commise par le modèle mCS2 (2.7°C, 6.1%) est plus faible que celle commise par le modèle mCS3 (5.8°C, 17.5%). De plus, les modèles mCS2 et mCS3 commettent des erreurs respectivement de 12.4% et 39.6% sur les périodes transitoires pour seulement 2.1% et 3.3% lorsque la température maximale est atteinte (10h-18h).

	mCS2	mCS3
MAE (°C)	2.7	5.8
MAPE (%)	6.1	17.5

	mCS2	mCS3
MAE (°C)	3.0	7.5
MAPE (%)	4.4	12.2

TABLE III.7 – Validation CS 03/09/2019 TABLE III.8 – Validation CS 31/08/2019

Dans le second cas, la variabilité des conditions météo accentue fortement l'observation précédente sur le modèle mCS3 : le fait de ne pas prendre en compte de terme inertiel entraîne des variations brusques de la température T_{CSs} . Par comparaison, le modèle mCS2 paraît bien plus réaliste. Le tableau III.8 quantifie l'erreur commise par les modèles par rapport à l'expérimental sur cette journée. Comme constaté par l'observation, l'erreur moyenne commise par le modèle mCS2 (3.0°C, 4.4%) est plus faible que celle commise par le modèle mCS3 (7.5°C, 12.2%). De plus, les modèles mCS2 et mCS3 commettent des erreurs respectivement de 5.3% et 15.2% sur les périodes transitoires (7h-10h et 18h-20h) contre 3.6% et 9.5% au cours de la journée (10h-18h). Sur cette journée, l'erreur moyenne commise sur les périodes transitoires est plus faible que précédemment pour les deux modèles mais, comme on a pu l'observer, l'erreur du modèle mCS3 entre 10h et 18h, est bien plus grande car l'irradiation solaire varie fortement. Enfin, on aura pu constater que les erreurs commises en périodes transitoires (à basses températures) ont plus d'impact sur l'indicateur MAPE que les erreurs commises à hautes températures.

On en conclue que le modèle mCS2 est bien adapté dans les deux types de situation contrairement au modèle mCS3 pour lequel l'erreur commise est deux à trois fois plus grande. Cependant, nous considérons que ce dernier pourra être utilisé notamment dans le cas du problème DO-L car les pas de temps seront bien plus grands que lors de cette étude et que son comportement moyen est tout de même en accord avec les résultats expérimentaux. De plus, ses simplifications en termes de nombre d'équations permettront de converger plus rapidement sur un horizon de temps long. Le modèle mCS2 pourra être utilisé sur le problème DO-C qui demande plus de précision sur le comportement du CS.

III.4.3 Cuve de stockage

La validation du modèle de cuve de stockage est réalisée sur un cycle de charge. Les données d'entrées du problème sont les dimensions de la cuve, la mesure du débit et de la température de charge, la mesure de la température ambiante et la mesure du profil initial de température au sein de la cuve. Onze capteurs de température sont disposés au centre de la cuve, de haut en bas. Ainsi, le profil expérimental de température au sein de la cuve peut être comparé au profil simulé par le modèle décrit précédemment (sans débits d'inversion) utilisant

N strates. Les figures III.22 à III.24 présentent les résultats de la comparaison pour 60, 10 et 5 strates. Les incertitudes de mesure des températures au sein de la cuve sont de $\pm 0.5^\circ\text{C}$ ce qui est trop faible pour être illustré sur ces figures.

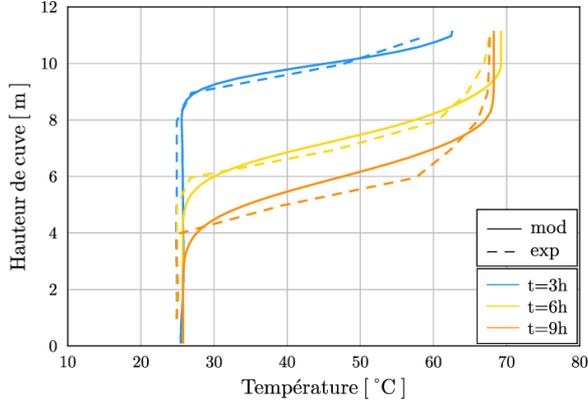


FIGURE III.22 – Validation - stockage - N = 60

Temps	MAE ($^\circ\text{C}$)	MAPE (%)
t = 3 h	1.3	4.0
t = 6 h	2.1	5.4
t = 9 h	2.6	5.9

TABLE III.9 – Indicateurs de performance - stockage - N = 60

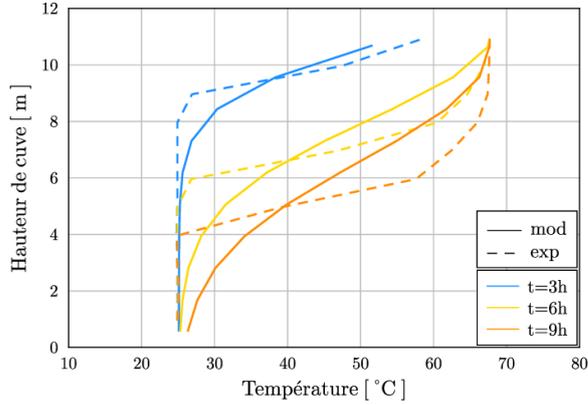


FIGURE III.23 – Validation - stockage - N = 10

Temps	MAE ($^\circ\text{C}$)	MAPE (%)
t = 3 h	2.2	6.2
t = 6 h	4.4	11.1
t = 9 h	5.2	12.0

TABLE III.10 – Indicateurs de performance - stockage - N = 10

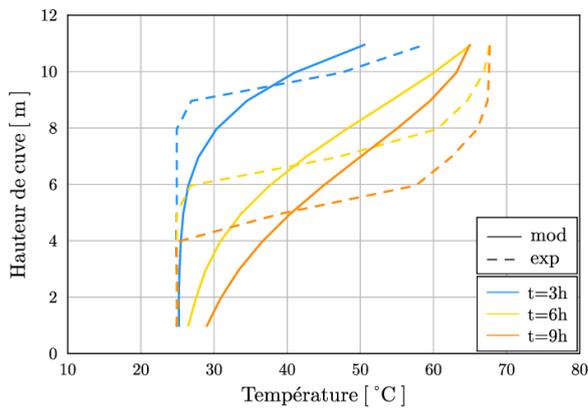


FIGURE III.24 – Validation - stockage - N = 5

Temps	MAE ($^\circ\text{C}$)	MAPE (%)
t = 3 h	3.5	9.6
t = 6 h	7.0	17.4
t = 9 h	8.3	18.6

TABLE III.11 – Indicateurs de performance - stockage - N = 5

On observe sur les figures III.22 à III.24 que plus le nombre de strates est grand (en tous cas, jusqu'à $N = 60$) et meilleure est la modélisation du profil de température dans la cuve. Les tableaux III.9 à III.11 quantifient les erreurs commises par le modèle pour les différents

nombre de strates. En effet, pour $N = 60$, l'erreur moyenne commise est d'environ 5.1% contre 9.8% pour $N = 10$ et 15.2% pour $N = 5$. Ces résultats confirment que les profils de température réels sont mieux représentés lorsque notre modèle utilise un grand nombre de strates. En effet, plus N est grand, plus le gradient de température au sein de la cuve, la thermocline, est bien représenté. A l'inverse, plus N diminue, plus le profil de température "s'homogénéise" car les effets de diffusion numérique sont très importants. Utiliser seulement 5 ou 10 strates n'est donc pas suffisant pour être proche du comportement physique réel du stockage mais cela a l'avantage d'être très rapide (moins de 10 secondes). Pour une plus grande discrétisation spatiale, le pas de temps doit être plus petit pour éviter les instabilités numériques : $N_c = 5$ pour 10 strates (pas de temps moyen de 12 minutes 30) et $N_c = 9$ pour 60 strates (pas de temps moyen de 6 minutes 30). Ainsi, pour $N = 60$, la simulation a duré 15 minutes. Bien que l'erreur ait été divisée par 2 en passant de 10 à 60 strates, le temps de calcul a été multiplié par 90.

L'existence d'une thermocline permet d'augmenter l'efficacité de la centrale en fournissant un courant froid au CS (moins de pertes thermiques et plus d'énergie captée à basse température) et en livrant de l'énergie à température élevée au consommateur. La mauvaise représentation de cette thermocline par des modèles ayant un faible nombre de strates fera diminuer cette efficacité globale de la centrale. Cependant, les gains en temps calcul sont très importants. Pour le problème DO-C se concentrant sur l'optimisation du fonctionnement à court terme d'une CST, un compromis entre la précision et les temps de calcul a été nécessaire et nous avons choisi de n'utiliser que 10 strates. Pour le problème DO-L s'intéressant à l'optimisation du dimensionnement et du fonctionnement de la CST sur une année, la difficulté de convergence et de résolution du problème nous a poussé à simplifier au maximum les modèles : nous avons choisi un modèle à 5 strates. Cependant, l'erreur commise par ce modèle est comparable à d'autres sources d'erreur sur ce problème DO-L comme les grands pas de temps utilisés, la précision des données météo, la précision du modèle financier, etc. Il faudra donc réfléchir sur ce que cela peut impliquer pour les résultats d'optimisation de ces deux problèmes.

III.4.4 Échangeur à plaques

Pour la validation de nos modèles mHX1 et mHX2 d'échangeur de chaleur à plaques, les données d'entrée sont les suivantes :

- le dimensionnement de l'échangeur,
- la mesure des débits massiques des deux courants entrants dans l'échangeur,
- la mesure des températures de ces deux courants en entrée de l'échangeur.

A partir de ces données d'entrée, l'évolution expérimentale des températures des deux courants en sortie d'échangeur peut être comparée à celles simulées par nos modèles. Trois cas d'étude sont considérés pour valider les modèles sous différentes conditions de fonctionnement :

- Cas 1 : débits élevés, différence de température $T_{ce} - T_{fe}$ élevée.
- Cas 2 : débits élevés, différence de température $T_{ce} - T_{fe}$ faible.
- Cas 3 : débits faibles, différence de température $T_{ce} - T_{fe}$ élevée.

Le fournisseur de l'échangeur de Condat précise un coefficient d'échange U de $5200 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ en régime nominal. Lorsque les conditions de fonctionnement sont inférieures au régime nominal, le coefficient U diminue. Pour le modèle mHEX2, nous avons donc choisi d'effectuer les simulations avec un coefficient d'échange U constant de $4000 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Les figures III.25 à III.27 et tableaux III.12 à III.14 détaillent l'ensemble des résultats obtenus. De nouveau, les incertitudes de mesure sont trop faibles (jusqu'à $\pm 0.7^\circ\text{C}$ pour T_{fs} et jusqu'à $\pm 0.5^\circ\text{C}$ pour T_{cs}) pour être indiquées sur les figures.

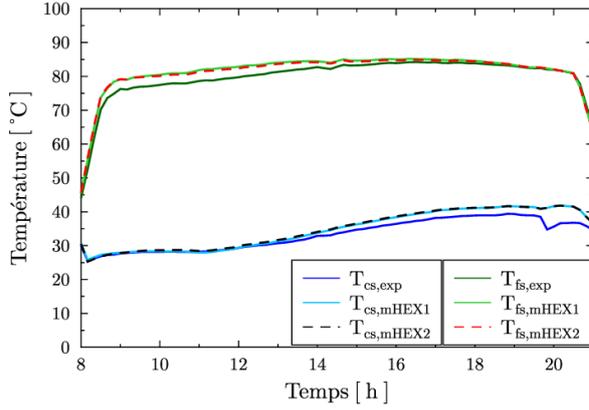


FIGURE III.25 – Validation - HX - cas 1

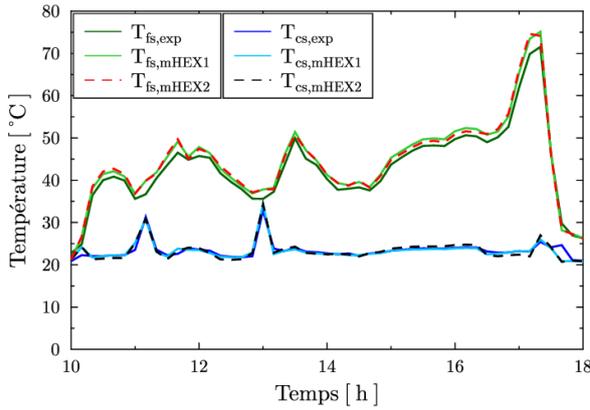


FIGURE III.26 – Validation - HX - cas 2

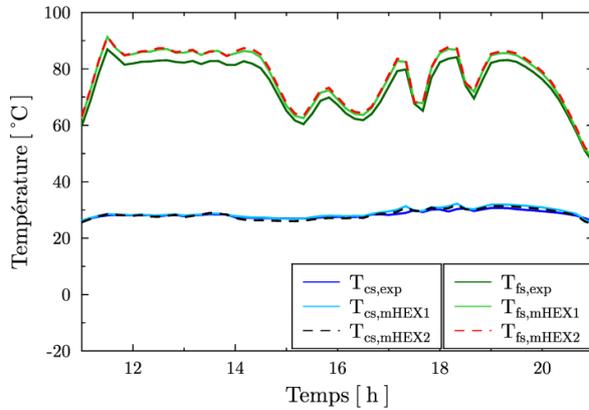


FIGURE III.27 – Validation - HX - cas 3

	MAE ($^\circ\text{C}$)	MAPE (%)
Modèle mHEX1		
T_{cs}	1.5	4.2
T_{fs}	1.8	2.3
Modèle mHEX2		
T_{cs}	1.7	4.7
T_{fs}	1.6	2.1

TABLE III.12 – Indicateurs de performance - HX - cas 1

	MAE ($^\circ\text{C}$)	MAPE (%)
Modèle mHEX1		
T_{cs}	0.4	1.8
T_{fs}	1.5	3.5
Modèle mHEX2		
T_{cs}	0.7	2.8
T_{fs}	1.5	3.5

TABLE III.13 – Indicateurs de performance - HX - cas 2

	MAE ($^\circ\text{C}$)	MAPE (%)
Modèle mHEX1		
T_{cs}	0.6	2.0
T_{fs}	2.7	3.6
Modèle mHEX2		
T_{cs}	0.6	2.0
T_{fs}	3.2	4.4

TABLE III.14 – Indicateurs de performance - HX - cas 3

L'erreur moyenne commise par les modèles mHX1 (modèle complet) et mHX2 (U constant) par rapport aux profils expérimentaux est faible. En effet, dans les trois situations, les erreurs ne dépassent pas 5% et ne dépassent les 2°C qu'à deux reprises, à hautes températures (T_{fs}) pour des débits faibles (cas 3). De plus, on remarque que les erreurs commises par les modèles sont proches : par exemple, pour le cas 1, les modèles mHX1 et mHX2 commettent respectivement une erreur de 4.2% et de 4.7% sur le profil de T_{cs} et une erreur de 2.3% et de 2.1% sur le profil de T_{fs} . Cela signifie que considérer un coefficient U constant peut s'avérer suffisant car l'erreur commise n'est pas plus grande. De manière générale, les modèles représentent plutôt bien le comportement de l'échangeur. Pour la résolution des problèmes d'optimisation, nous avons choisi d'utiliser le modèle mHX1 pour le problème DO-C et le modèle mHX2 pour le problème DO-L.

III.5 Simulation dynamique d'une CST

III.5.1 Initialisation et méthode de convergence

Les principaux éléments d'une CST ont été modélisés et simulés individuellement dans les parties précédentes. Leurs modèles ont également été confrontés à des données expérimentales. La difficulté principale qui a suivi a été de lier les modèles et de réussir à faire converger la simulation d'une CST entière comme illustrée par la figure III.28, tous les potentiels degrés de liberté (débits, dimensionnements) étant saturés, i.e. avec autant d'équations que de variables.

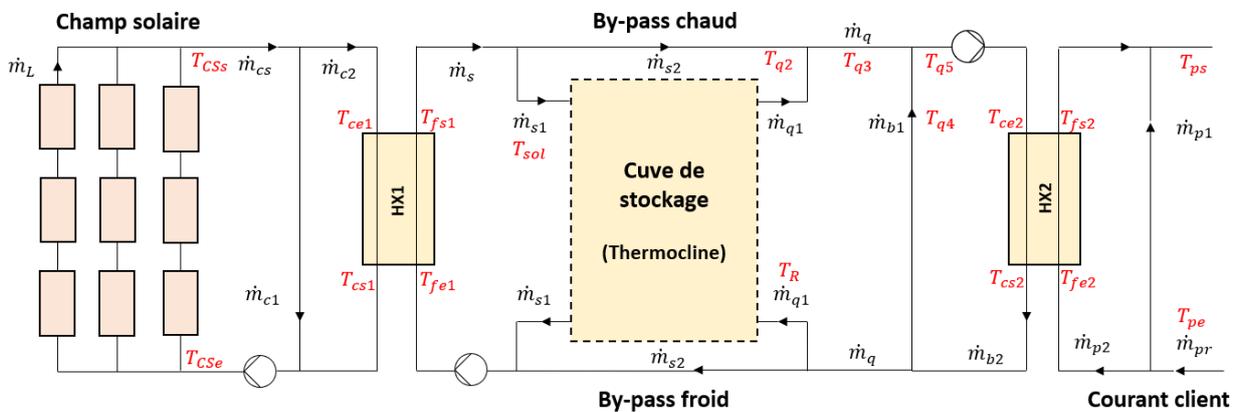


FIGURE III.28 – “Liaison” des modèles en une CST entière à simuler

Dans un premier temps, on écrit l'ensemble des équations modélisant les différents éléments de notre système. Puis, on sature les degrés de liberté de façon à avoir autant de variables que d'équations. Ainsi défini, le système d'équations est prêt pour la simulation dynamique et il existe une unique solution acceptable (satisfaisant toutes les équations). Cependant, si on ne fournit pas au solveur une initialisation des variables qui soit suffisamment proche de cette solution acceptable, celui-ci peut avoir des difficultés pour faire converger la simulation. Dans notre cas, la longueur de l'horizon de temps et la variabilité des conditions météo et de la courbe de charge ne nous permettent pas de trouver une initialisation facilement.

En règle générale, un procédé dynamique s'appuie sur une première simulation en régime permanent pour initialiser les variables du problème et ensuite résoudre le vrai problème dynamique. La particularité de notre système est qu'il n'a pas de vrai régime permanent étant donnée la nature fluctuante du rayonnement solaire qui nous parvient. Cependant, nous avons développé une méthode alternative, illustrée par la figure III.29, qui s'inspire de cette méthode du régime permanent. Elle consiste en une succession de simulations dont les données d'entrée (conditions météo, courbe de charge) évoluent progressivement vers leur profil réel :

- Simulation 1 : les données d'entrée forment un faux régime permanent pour lequel la température ambiante est constante, l'irradiation solaire est nulle et la courbe de charge constante. La dynamique du système est ici absente et un seul point est à calculer. L'initialisation manuelle est donc aisée et la convergence rapide.
- Simulation 2 : on déforme le profil des données d'entrées tel une homothétie entre leur profil réel et leur faux profil plat précédent. Le coefficient m , sur la figure III.29, contrôle l'évolution progressive de l'homothétie. Les résultats de la simulation précédente permettent d'initialiser les variables.

Les simulations se succèdent ainsi avec m qui se rapproche petit à petit de 1 et avec les données d'entrée qui évoluent progressivement vers leur profil réel, figure III.30. L'incrément $dm(i)$ doit être suffisamment petit pour assurer la convergence de la simulation mais également assez grand pour ne pas avoir à simuler le système de trop nombreuses fois. Dans notre cas : $dm(1) = 0$, $dm(2) = 0.001$, $dm(3) = 0.009$, $dm(4) = 0.04$, $dm(5) = 0.05$, $dm(6) = 0.15$, $dm(7) = 0.25$, $dm(8) = 0.2$, $dm(9) = 0.2$, $dm(10) = 0.1$.

- Simulation finale : Le coefficient m vaut 1 et les données d'entrée prennent leur profil réel. Si la simulation converge, alors les résultats de la simulation dynamique sont atteints.

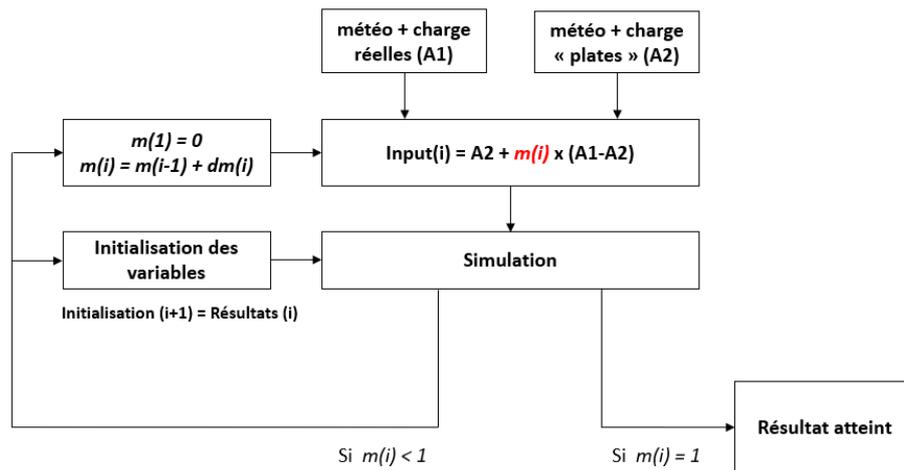


FIGURE III.29 – Méthode d'initialisation et de convergence d'une simulation de CST

Cette méthode a été très utile pour réaliser la simulation dynamique de la centrale sur un horizon de temps court (jour, semaine). Selon l'horizon de temps, la convergence prend entre

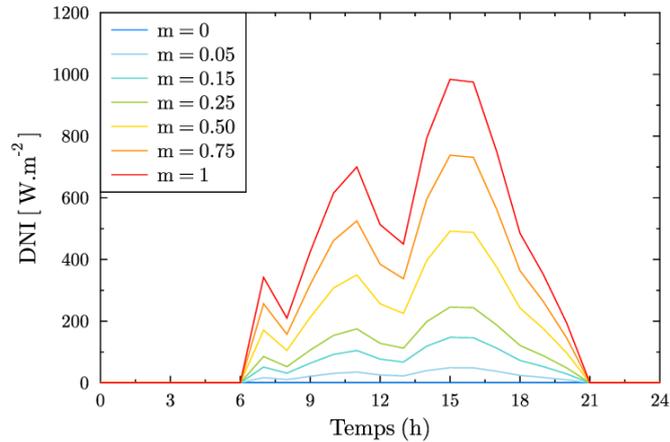


FIGURE III.30 – Évolution des *inputs* au cours des simulations, ici le DNI

1 et 30 minutes. Cependant, les temps de calcul augmentent drastiquement lorsqu'il s'agit de simuler une centrale sur un an. Nous avons dû le faire au moins une fois pour pouvoir initialiser le problème d'optimisation DO-L. La convergence a pris environ une semaine.

III.5.2 Gestion des degrés de liberté

Comme évoqué précédemment, pour réaliser une simulation dynamique, il nous faut autant de variables que d'équations. Pour cela, l'ensemble des potentiels degrés de liberté qui vont nous servir en optimisation, comme les débits ou les dimensions de la centrale, doivent être saturés.

Les variables de dimensionnement sont simples à saturer : il suffit de leur imposer une valeur numérique. Le fonctionnement étant dynamique, les variables de fonctionnement doivent être saturées sur la totalité de l'horizon de temps. On pourrait simplement leur donner une valeur constante et la simulation convergerait facilement. Cependant, un tel comportement n'aurait pas un grand intérêt car il serait très loin du fonctionnement classique d'une CST. Dans la réalité, le pilotage d'une centrale est réalisé avec un ensemble de contrôleurs et d'actionneurs qui agissent en suivant une logique de contrôle. Par exemple, si la température T_{CSs} en sortie de champ solaire dépasse une valeur cible, la mesure de cette température rapportée au contrôleur va permettre de réajuster le débit massique dans le champ solaire en influant sur la pompe du circuit primaire. Ce type de comportement peut être codé en programmation procédurale sous des langages comme Fortran ou Python. Et, bien que nous ayons réussi à implémenter puis converger ce type de simulation pour le champ solaire en section III.3.1, cette gestion conditionnelle des flux n'est pas très bien supportée sous le logiciel GAMS. En effet, cela se caractérise généralement, soit par des modèles de type discontinus (DNLP), soit par la définition de contraintes sigmoïdales liant le comportement d'une variable à la valeur d'une autre variable (comme en Annexe A.4.2). Dans les deux cas, cela rend la convergence des simulations très difficiles.

De ce fait, la simulation dynamique d'un pilotage standard de CST est difficile à mettre en place sous GAMS. Dans nos travaux, nous avons donc dû saturer nos degrés de liberté par des formules suffisamment simples pour faciliter la convergence des simulations, mais suffisamment

élaborées pour que le fonctionnement de la CST se rapproche d'un pilotage classique. Une analyse détaillée des degrés de liberté de notre CST est effectuée en section IV.1.2 du chapitre suivant. Les équations suivantes sont un exemple de formules qui permettent de saturer nos débits massiques.

$$\dot{m}_{cs}(t) = \frac{\dot{m}_{max,1}}{1 + \exp(-0.2 \cdot (GHI(t) - 200))} \quad (\text{III.72})$$

Le débit \dot{m}_{cs} est défini en équation (III.72) par une fonction de deux paramètres, $\dot{m}_{max,1}$ (débit maximum pour la pompe P₁) et GHI. Bien que la fonction (sigmoïdale) ne soit pas simple, le fait qu'elle ne fasse intervenir que des paramètres et non des variables, facilite la convergence. Cette fonction traduit le fait que le débit \dot{m}_{cs} prendra la valeur 0 si le GHI est inférieur à 200 W.m⁻² et la valeur $\dot{m}_{max,1}$ dans le cas contraire. Dans le circuit primaire, il faut saturer un deuxième débit massique : \dot{m}_{c1} par exemple. Nous introduisons, tout d'abord, une fonction par l'équation (III.73) qui nous permet d'exprimer le débit \dot{m}_{c1} dans l'équation (III.74). Cette dernière traduit le fait que le débit \dot{m}_{c1} , correspondant au débit de recirculation de la sortie du CS vers son entrée, est égal au débit \dot{m}_{cs} si, et seulement si, le GHI est croissant et inférieur à 300 W.m⁻². Cette formulation un peu compliquée tente d'imiter le comportement du circuit primaire en période de chauffe du CS et permet de traduire deux conditions sous la forme de fonctions continues (ne faisant intervenir encore que des paramètres).

$$F(a, b) = \text{MyMin}(1, \text{MyMax}(0, a - b)) \quad (\text{III.73})$$

$$\dot{m}_{c1}(t) = F(GHI(t), GHI(t - dt)) \cdot F(300, GHI(t)) \cdot \dot{m}_{cs}(t) \quad (\text{III.74})$$

Ensuite, une contrainte relativement simple est d'écrire l'égalité des débits calorifiques à l'échangeur HX1, équation III.75, pour saturer le débit \dot{m}_s et maximiser le transfert thermique.

$$\dot{m}_{c2}(t) \cdot C_{p,g} = \dot{m}_s(t) \cdot C_p \quad (\text{III.75})$$

La difficulté principale en simulation dynamique vient dans le circuit secondaire. En effet, celui-ci doit tenir compte de l'état de la production, du stockage et de la demande pour savoir comment utiliser l'énergie stockée et satisfaire au mieux la demande. L'équation (III.76) traduit le fait que l'on va charger au stockage 40% de l'énergie produite, à tout instant. Cette valeur a été choisie de manière arbitraire de façon à illustrer notre propos. De même, une formulation correcte pour le débit de décharge \dot{m}_{q1} est compliquée à déterminer. Elle ferait forcément intervenir d'autres variables pour prendre en compte l'état du stockage, de la production et de la demande. Ce type de formulation peut être compliquée à exprimer de façon continue et, surtout, rend très difficile la convergence de la simulation. L'équation (III.77) impose une décharge du stockage lorsque le GHI est inférieur à 200 W.m⁻² (et qu'il n'y a donc plus de production au circuit primaire). Ce comportement est toutefois un peu absurde lorsque le stockage ne contient pas une énergie valorisable pour le consommateur. Enfin, le débit \dot{m}_{b1} est

fixé à 0 dans l'équation (III.78) pour simplifier le problème.

$$\dot{m}_{s1}(t) = 0.4 \cdot \dot{m}_s(t) \quad (\text{III.76})$$

$$\dot{m}_{q1}(t) = \frac{0.4 \cdot \dot{m}_{max,3}}{1 + \exp(-0.2 \cdot (200 - GHI(t)))} \quad (\text{III.77})$$

$$\dot{m}_{b1}(t) = 0 \quad (\text{III.78})$$

Pour finir cette saturation des degrés de liberté, nous écrivons de nouveau l'égalité des débits calorifiques à l'échangeur HX2, équation (III.79).

$$\dot{m}_{b2}(t) \cdot \mathcal{C}_p = \dot{m}_{p2}(t) \cdot \mathcal{C}_p \quad (\text{III.79})$$

III.5.3 Résultats de simulation

Les degrés de liberté ayant été saturés dans la partie précédente, nous détaillons ici des résultats de simulation obtenus sur un horizon de temps d'une journée, sans décrire toutefois l'ensemble du problème résolu. Nous précisons, en figure III.31, les irradiances solaires et en particulier le GHI qui intervient dans la formulation des saturations de plusieurs débits.

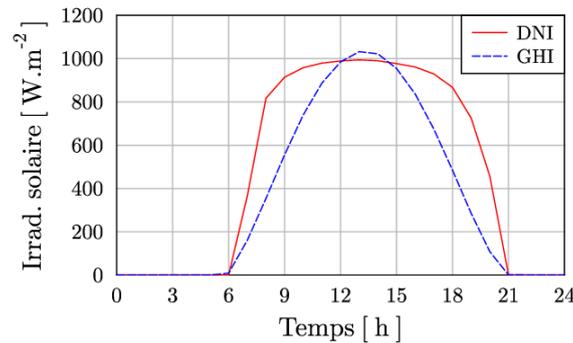


FIGURE III.31 – Irradiations solaires : GHI et DNI

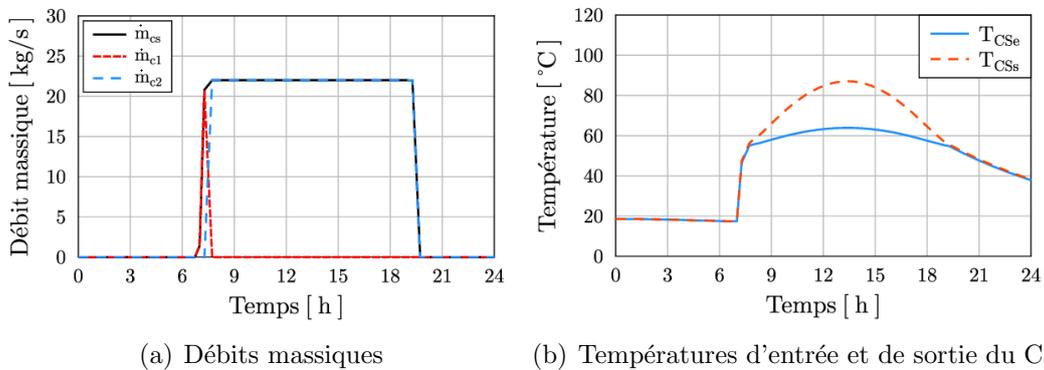


FIGURE III.32 – Évolution des variables du circuit primaire

La figure III.32 fait référence aux équations (III.72) et (III.74) et illustre l'évolution des débits du circuit primaire ainsi que les températures en entrée et sortie du CS. On observe

bien que, lorsque le GHI augmente, entre 6h et 9h, une période de chauffe du CS a lieu avec l'utilisation de la recirculation via le débit \dot{m}_{c1} . La figure III.33 fait référence à l'équation (III.75) et illustre le transfert thermique entre le courant chaud en eau glycolée et le courant froid en eau au niveau de l'échangeur HX1. Les figures III.34 et III.36 font référence aux équations (III.76) à (III.78) et illustrent la répartition des débits dans le circuit secondaire.

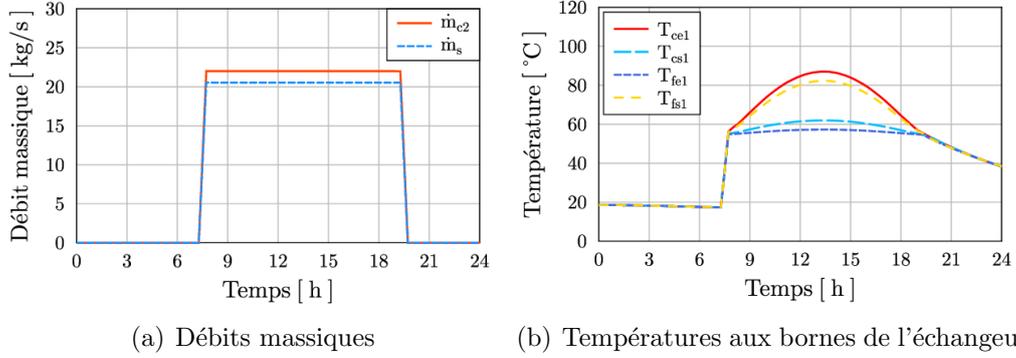


FIGURE III.33 – Évolution des variables au niveau de l'échangeur HEX1

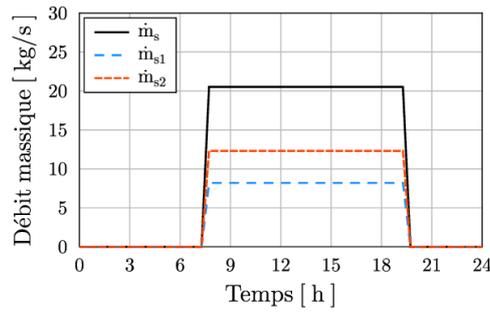


FIGURE III.34 – Répartition des débits entre la charge et la fourniture d'énergie

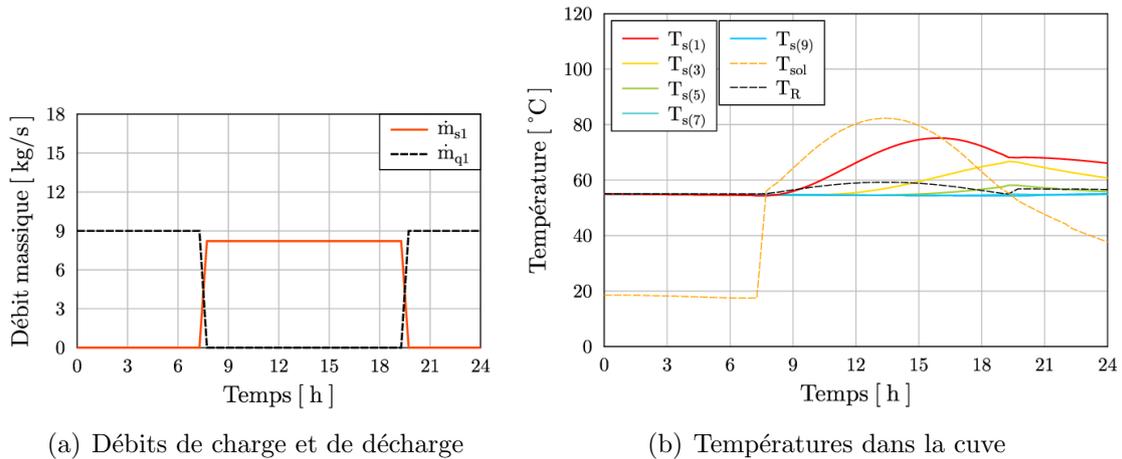


FIGURE III.35 – Évolution des variables au niveau du stockage

De plus, on observe sur la figure III.35 l'évolution des débits de charge et de décharge du stockage ainsi que celle des températures dans une cuve modélisée par $N = 10$ strates (et des débits d'inversion \dot{m}_{inv} fixés à 0). On remarquera que la température initiale dans la cuve étant

uniforme et égale à la température T_{pe} d'entrée du courant consommateur (Cf figure III.38), la décharge du stockage entre $t = 0$ et $t = 7h$ est (comme prévue) inutile. En revanche, après une période de charge entre 7h et 19h qui entraîne une légère augmentation des températures dans la cuve, la décharge de fin de journée est bien utile car l'énergie stockée est, cette fois, valorisable. La figure III.37 fait référence à l'équation (III.78) et illustre le fonctionnement à l'échangeur HX2.

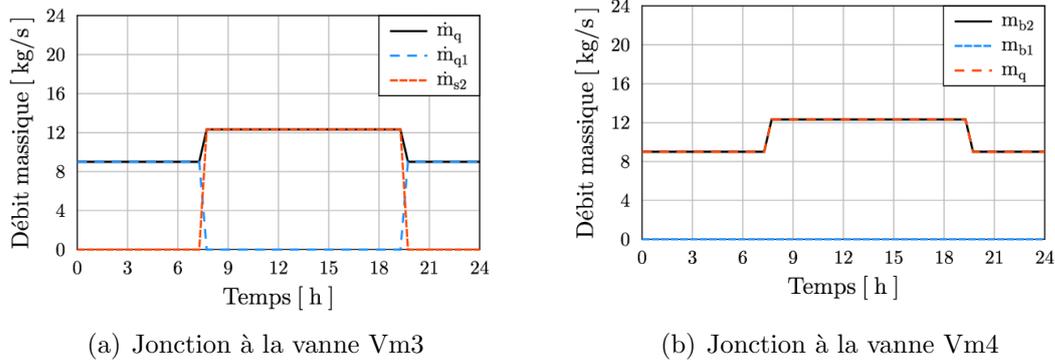


FIGURE III.36 – Bilans massiques dans le secondaire

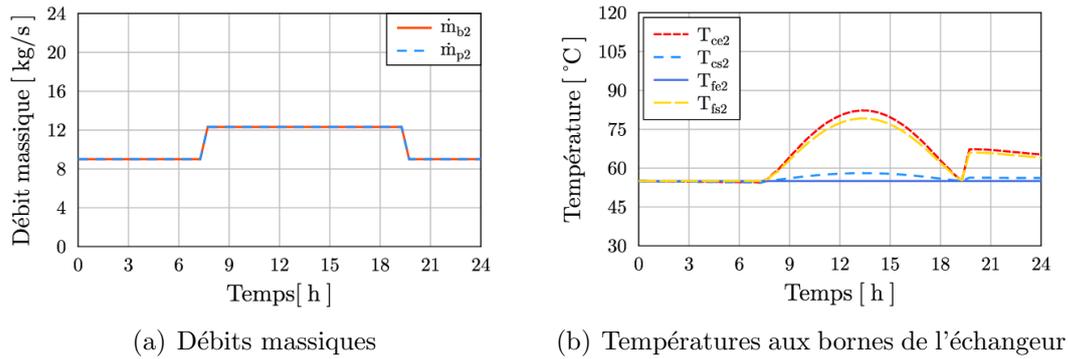


FIGURE III.37 – Évolution des variables au niveau de l'échangeur HX2

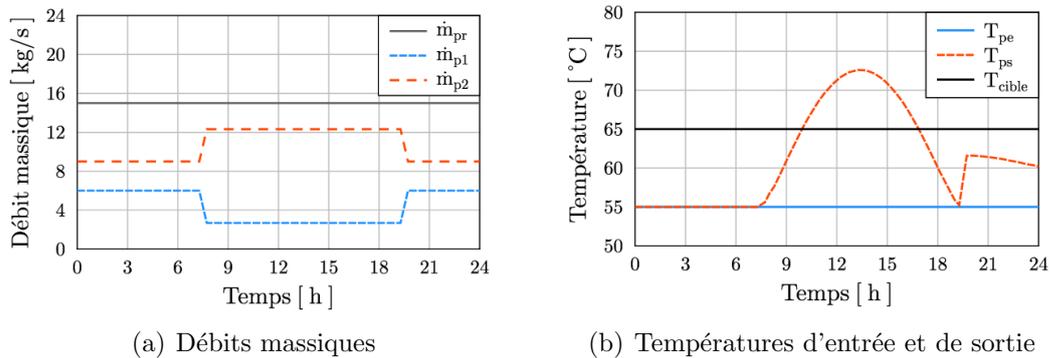


FIGURE III.38 – Évolution des variables côté consommateur

Enfin, sur la figure III.38, on observe la répartition des débits côté consommateur ainsi que l'énergie récupérée représentée par la différence entre les température d'entrée T_{pe} et de sortie T_{ps} . La figure III.39(a) résume la gestion de l'énergie dans la CST en représentant la puissance

transférée au sein de l'échangeur HX1 (\dot{Q}_{HX1}), les puissances de charge et de décharge du stockage (\dot{Q}_{charge} et $\dot{Q}_{decharge}$), la puissance transférée au sein de l'échangeur HX2 (\dot{Q}_{HX2}) et la demande du consommateur. Cette dernière est définie, entre autres, par une température cible qu'il ne faut généralement pas dépasser. C'est pourquoi on peut imposer une contrainte du type $T_{ps} \leq T_{cible}$. Si celle-ci avait été imposée dans cet exemple, la simulation n'aurait pas pu converger car on voit en figure III.38 que cette température cible est dépassée en milieu de journée et donc que la demande du consommateur est dépassée, figure III.39(a). Si on avait stocké ce surplus d'énergie à cet instant (entre $t = 10h$ et $t = 17h$), elle aurait pu être déchargée en fin de journée sans pour autant dépasser la demande.

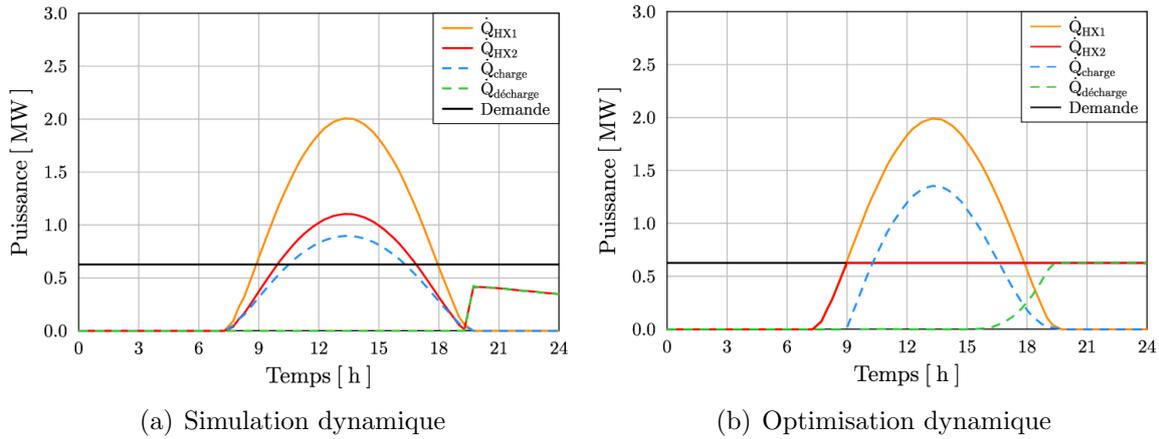


FIGURE III.39 – Bilan d'énergie de la CST

C'est dans ce contexte qu'intervient l'intérêt de l'optimisation dynamique. Comme évoqué précédemment, il est difficile d'écrire une formule simple pour saturer les degrés de liberté et en particulier les débits de charge et de décharge du stockage. Bien que ne menant pas à des résultats intéressants en simulation, les règles de pilotage utilisées ici nous ont permis d'obtenir des résultats facilitant l'initialisation des problèmes d'optimisation. Lors d'une optimisation, les degrés de liberté qui étaient précédemment saturés ne le sont plus. Un solveur peut alors jouer sur ces degrés de liberté dans le but de maximiser une fonction objectif (telle que la quantité d'énergie fournie au consommateur) tout en respectant les contraintes de fonctionnement imposée (par exemple : la demande du client ne doit jamais être dépassée). La figure III.39(b) donne un exemple de ce que l'optimisation dynamique peut nous permettre d'obtenir dans le cas précédent. On observe que la charge et la décharge du stockage sont parfaitement gérées pour satisfaire au mieux la demande du consommateur. C'est ce type d'optimisation dynamique du fonctionnement qui est réalisé dans le chapitre suivant.

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons décrit plusieurs modèles pour les éléments principaux d'une centrale solaire thermique : le champ solaire, le stockage et les échangeurs. Différentes analyses de sensibilité ont été réalisées. Une validation de ces modèles, par comparaison avec des données expérimentales issues de la centrale de Condat-sur-Vézère, a également été effectuée. Ces études

nous ont permis de choisir les modèles les plus pertinents pour les problèmes d'optimisation envisagés, parfois au prix d'un compromis entre précision et temps de calcul. Enfin, nous avons décrit la méthode qui nous a permis de faire converger des simulations dynamiques et nous avons pu voir, au travers des résultats de simulation, l'intérêt de l'optimisation dynamique. En particulier, l'optimisation dynamique du fonctionnement des CST est le sujet principal du chapitre suivant.

Chapitre IV

Optimisation dynamique du fonctionnement d'une CST

Sommaire

IV.1	Formulation et résolution du problème d'optimisation	93
IV.2	Cas d'étude et données d'entrée	97
IV.3	Cas d'étude 1 : Champ solaire tilté	101
IV.4	Cas d'étude 2 : Tracking solaire standard maximisant la captation	115
IV.5	Cas d'étude 3 : Angle d'inclinaison β optimisé	122
IV.6	Cas d'étude 4 : Champ Solaire surdimensionné et β optimisé	130

Au sein de ce chapitre, nous présentons un premier problème d'optimisation dynamique, le problème DO-C, ainsi que les résultats obtenus. Nous nous plaçons ici dans le cas où le dimensionnement de la CST est déjà défini. L'optimisation concernera donc le fonctionnement dynamique de la centrale. Différents cas d'étude faisant référence aux mêmes profils de conditions météorologiques et de courbe de charge permettront de comparer certains résultats et d'observer l'influence des variables d'optimisation. Des travaux ultérieurs viendront compléter ces résultats sous la forme d'études de sensibilité. La figure IV.1 servira de référence pour l'ensemble des résultats présentés dans ce chapitre. Elle illustre l'architecture de la CST que nous considérons ainsi que l'ensemble des débits et des températures auxquels nous ferons référence.

Précédemment, nous avons défini différents modèles pour les principaux éléments de la centrale. Les modèles sont choisis en fonction de leur ratio précision / temps de calcul. Dans ce chapitre, l'optimisation est réalisée sur une période courte : une bonne précision peut être conservée. Le champ solaire sera représenté par le modèle **mCS2** qui considère N_b boucles et N_p capteurs par boucles mais qui ne calcule qu'une seule boucle équivalente. Pour rappel, le modèle mCS1 n'a pas été retenu car il implique des temps de calcul trop grands et le modèle mCS3 est moins précis et sera utilisé dans le chapitre suivant. La cuve de stockage sera représentée par le modèle **mTES1** qui discrétise la cuve en $N=10$ strates et qui peut gérer d'éventuelles inversions de température à l'aide des débits d'inversion \dot{m}_{inv} . Les échangeurs à plaques seront

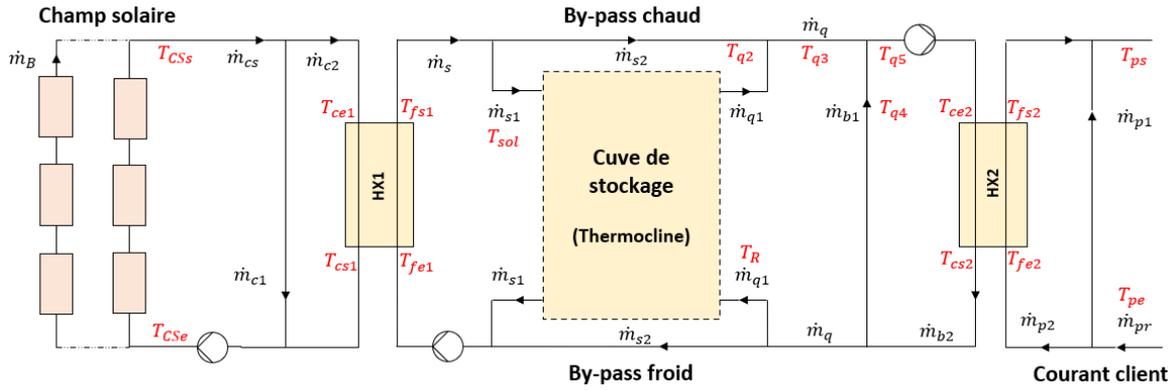


FIGURE IV.1 – Architecture de la centrale considérée

représentés par le modèle **mHX1** qui prend en compte l'ensemble des corrélations permettant de déterminer précisément le coefficient d'échange U . Les canalisations de longueur L_i , les pompes P_i , les jonctions de courants J_i et les divisions de courants D_i sont également modélisées et leur nomenclature est donnée sur la figure IV.2 afin de ne pas alourdir la figure IV.1. A partir d'un problème général d'optimisation, nous avons distingué quatre cas d'étude qui nous permettront de comparer certains résultats et d'observer des comportements intéressants :

- Cas 1 :** Le champ solaire de la CST est tilté, c'est à dire que l'inclinaison β des FPC par rapport à l'horizontale est fixe. Les capteurs seront, de plus, face au Sud ($\delta = 0^\circ$).
- Cas 2 :** On simule l'utilisation d'un tracker solaire 1-axe (Nord-Sud) dans son fonctionnement standard maximisant la captation d'énergie des capteurs évoluant d'Est en Ouest. L'angle d'inclinaison (fonction de t) et l'orientation des capteurs ($\delta = -90^\circ$) sont des paramètres du problème.
- Cas 3 :** Simulant l'utilisation d'un tracker solaire 1-axe (avec $\delta = -90^\circ$), l'angle d'inclinaison des capteurs est, cette fois, une variable d'optimisation du problème permettant de gérer d'éventuelles surchauffes qui ne peuvent pas être gérées dans le cas 2.
- Cas 4 :** Similaire au cas 3 avec un champ solaire surdimensionné. Cela permettra d'observer la réponse de la CST à des surchauffes encore plus importantes notamment via une modulation de puissance par la gestion de l'angle d'inclinaison des FPC, tout en adressant la demande du consommateur.

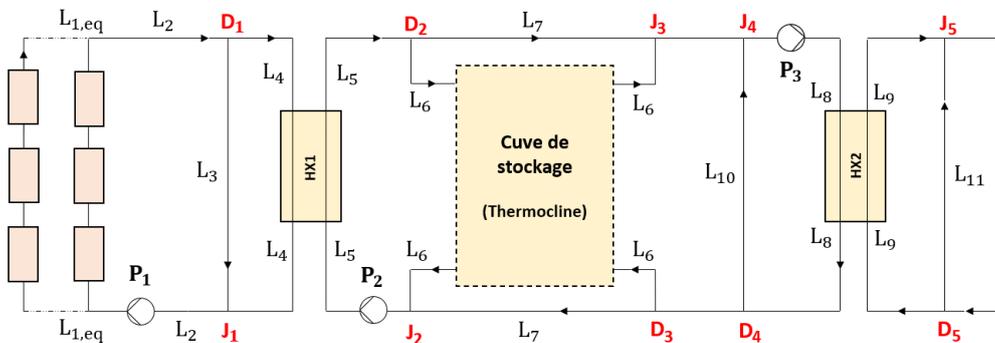


FIGURE IV.2 – Nomenclature des éléments hydrauliques

IV.1 Formulation et résolution du problème d'optimisation

Dans cette partie, nous formulons le problème d'optimisation à résoudre. Cela implique de définir les données d'entrée du problème, les variables, les contraintes et la fonction objectif. Cette formulation fera apparaître un certain nombre de degrés de liberté permettant ainsi au solveur de minimiser/maximiser la fonction objectif.

IV.1.1 Données d'entrée

L'optimisation ne concerne ici que le fonctionnement de la CST. Le dimensionnement de la centrale est donc déjà paramétré : la taille du champ solaire, le design des échangeurs à plaques, le volume de stockage, la longueur des canalisations, etc. De plus, les données météorologiques et la courbe de charge (incluant \dot{m}_{pr} , T_{pe} et T_{cible}) sont connues pour la totalité de l'horizon de temps considéré. Les données d'entrée du cas général sont précisées en section IV.2.

IV.1.2 Contraintes et degrés de liberté

Rappelons qu'un problème d'optimisation dynamique a pour but de minimiser la valeur d'une fonction objectif en déterminant le chemin temporel optimal des variables d'optimisation tout en satisfaisant les contraintes du problème. Implicitement, cela indique que l'ensemble des équations définissant les modèles utilisés sont considérées comme des contraintes. D'autres équations, égalités ou inégalités, seront ajoutées pour contraindre le fonctionnement de la CST.

Débits massiques

Dans les 4 cas, les débits massiques sont des variables d'optimisation. Nous avons un total de douze débits inconnus. Cependant, les équations de conservation de la masse aux cinq jonctions de courants, J_1 à J_5 , entraînent que seulement sept d'entre eux sont indépendants.

Des contraintes de fonctionnement sont appliquées sur certains débits pour se rapprocher des conditions de fonctionnement réelles d'une CST. Les fournisseurs de pompes ayant un variateur de vitesse préconisent un fonctionnement supérieur à 40% du débit nominal pour éviter une pertes de rendement importante et une surchauffe du moteur de la pompe. De ce fait, lorsque la pompe P_i sera allumée, on imposera une contrainte telle que l'équation (IV.1).

$$0.4 \cdot \dot{m}_{max,i} \leq \dot{m}_i \leq \dot{m}_{max,i} \quad (IV.1)$$

Cependant, cela entraîne des conditions de fonctionnement discontinues :

- Si la pompe est éteinte, le débit est nul.
- Si la pompe est allumée, le débit est compris entre deux bornes strictement positives.

Pour que la formulation du problème reste continue, nous avons utilisé une fonction continue (sigmoïde) approximant un comportement binaire, équation(IV.2), et des inégalités disjonctives formulées avec la méthode du *Big M*, équations (IV.3) et (IV.4). M est un très grand

coefficient ($+\infty$ pour l'exemple) par rapport à la variables considérée et $\dot{m}_{bascule}$ est la valeur du débit, compris entre 0 et $0.4 \cdot \dot{m}_{max,i}$, qui correspond à la bascule entre les deux conditions de fonctionnement.

$$y_i = \frac{1}{1 + \exp(-50 \cdot (\dot{m}_i - \dot{m}_{bascule}))} \quad (IV.2)$$

$$-y_i \cdot M \leq \dot{m}_i \leq y_i \cdot M \quad (IV.3)$$

$$0.4 \cdot \dot{m}_{max,i} - (1 - y_i) \cdot M \leq \dot{m}_i \leq (1 - y_i) \cdot M + \dot{m}_{max,i} \quad (IV.4)$$

Ces équations peuvent être traduites par :

— Si $\dot{m}_i < \dot{m}_{bascule}$, Alors $y_i \simeq 0$ et $0 \leq \dot{m}_i \leq 0$ et $-\infty \leq \dot{m}_i \leq +\infty$

La contrainte la plus limitante impose donc : $\dot{m}_i = 0$.

— Si $\dot{m}_i > \dot{m}_{bascule}$, Alors $y_i \simeq 1$ et $-\infty \leq \dot{m}_i \leq +\infty$ et $0.4 \cdot \dot{m}_{max,i} \leq \dot{m}_i \leq \dot{m}_{max,i}$

La contrainte la plus limitante impose donc : $0.4 \cdot \dot{m}_{max,i} \leq \dot{m}_i \leq \dot{m}_{max,i}$.

Ces contraintes sont appliquées pour les trois débits \dot{m}_{cs} , \dot{m}_s et \dot{m}_{b2} associées aux pompes P_1 , P_2 et P_3 avec les débits massiques maximums correspondants $\dot{m}_{max,1}$, $\dot{m}_{max,2}$ et $\dot{m}_{max,3}$. Le débit massique maximum dans le circuit primaire, $\dot{m}_{max,1}$, est déterminé en fonction du nombre de boucles N_b et de la limite de débit par FPC fixée par le fabricant. Le débit massique maximum dans le circuit secondaire, $\dot{m}_{max,2}$, est généralement défini de façon à avoir l'égalité des débits calorifiques au niveau de l'échangeur HX1 : $(\dot{m}_{max,1} C_{p,g}) = (\dot{m}_{max,2} C_p)$. Cela permet de maintenir une différence de température moyenne constante le long de l'échangeur, de maximiser le transfert de chaleur et de minimiser la destruction d'exergie et les irréversibilités [163]. Enfin, pour la cohérence du circuit secondaire, nous avons pris $\dot{m}_{max,3} = \dot{m}_{max,2}$.

Inclinaison des capteurs FPC

Selon le cas spécifique dans lequel on se trouve, l'angle d'inclinaison β des capteurs FPC sera soit paramétré soit une variable d'optimisation du problème à laquelle des contraintes peuvent s'appliquer.

— Cas 1 : L'inclinaison est un paramètre constant : $\beta = \beta_0$.

— Cas 2 : L'évolution de l'inclinaison est paramétrée par l'équation (III.44) et limitée entre β_{max} et $-\beta_{max}$. En développant l'équation (III.44) et en utilisant les équations (III.34) et (III.35), on peut écrire les équations (IV.5) à (IV.7).

$$\beta(t) = \beta_{track,1}(t) \quad (IV.5)$$

$$\beta_{track,1}(t) = \text{MyMAX}\left(-\beta_{max}, \beta_{track,2}(t)\right) \quad (IV.6)$$

$$\beta_{track,2}(t) = \text{MyMIN}\left(\beta_{max}, \arctan\left(\frac{\cos(a_z(t) - \delta)}{\tan(h_s(t))}\right)\right) \quad (IV.7)$$

- Cas 3 et 4 : L'inclinaison des capteurs est une variable d'optimisation. Cette fois, les bornes peuvent être écrites sous la forme d'inégalités, équation (IV.8), et une contrainte de vitesse angulaire de tracking est imposée, équation (IV.9).

$$-\beta_{max} \leq \beta(t) \leq \beta_{max} \quad (IV.8)$$

$$\frac{d\beta(t)}{dt} \leq 6^\circ/min \quad (IV.9)$$

Températures

De manière générale, des bornes sont appliquées à l'ensemble des températures de la CST de façon à rester dans une plage de fonctionnement basse température et à restreindre le domaine de recherche de la solution optimale. Cela se traduit par l'équation (IV.10). On imposera cependant une pénalité financière (ϕ_{Tmax}) lorsque la température du courant en sortie de champ solaire T_{CSs} dépassera les 95°C , équations (IV.11) et (IV.12). En effet, des températures plus élevées peuvent endommager certains éléments d'une CST, en particulier les pompes, les vannes et la cuve de stockage. Une évaluation concrète des pénalités financières étant difficile, leur formulation utilisée dans ce cas est arbitraire et γ_1 , le poids associé à cette pénalisation, est un paramètre à fixer. Enfin, l'équation (IV.13) indique que la fourniture d'énergie sera réalisée sous la forme d'un préchauffage : le consommateur autorise la centrale à préchauffer son courant jusqu'à une certaine température T_{cible} .

$$-20^\circ\text{C} \leq T \leq 120^\circ\text{C} \quad (IV.10)$$

$$\phi_{Tmax} \geq 0 \quad (IV.11)$$

$$\phi_{Tmax} \geq \gamma_1 \cdot (T_{CSs} - 95)^3 \quad (IV.12)$$

$$T_{ps} \leq T_{cible} \quad (IV.13)$$

Dans l'ensemble des cas d'étude, nous aurons donc finalement 7 degrés de liberté correspondant aux 7 débits massiques indépendants, plus 1 degré de liberté pour les cas d'étude 3 et 4 correspondant à l'angle d'inclinaison des capteurs.

IV.1.3 Fonction objectif

Selon les acteurs impliqués dans un projet de CST, la fonction objectif peut être définie de différentes manières. Nous prenons le point de vue de NEWHEAT, en tant qu'investisseur et exploitant de la centrale, qui a pour objectif de maximiser les bénéfices financiers liés à la vente de chaleur solaire au consommateur. La fonction objectif peut être définie par les équations (IV.14) à (IV.18).

$$\text{Max } J = [FO - \phi_{INV} - \phi_{VAR}] \quad (IV.14)$$

$$FO = FO^* - \phi_{Tmax} \quad (IV.15)$$

$$\begin{aligned} FO^* = & \text{PrixChaleur} \times \left(\int_{t_0}^{t_f} \dot{Q}_{HX2}(t) dt + \omega \cdot E_{stock}(t = t_f) \right) \\ & - \text{PrixElec} \times \left(\int_0^{t_f} (P_{elec}(t) + P_{track}(t)) dt \right) \end{aligned} \quad (IV.16)$$

Le terme FO correspond au bénéfice financier prenant en compte les éventuelles pénalités financières ϕ_{Tmax} liées aux surchauffes dans le CS. Le terme FO^* est le bénéfice financier sans pénalités. Il prend en compte l'énergie fournie au consommateur, l'énergie présente dans la cuve de stockage à la fin de l'horizon de temps ainsi que les coûts de fonctionnement de la CST. Pour un horizon de temps long, la quantité finale d'énergie présente dans la cuve de stockage aurait été négligeable comparée à la quantité d'énergie fournie au consommateur. Cependant, nous considérons ici un horizon de temps court. Une valeur économique a donc été donnée à l'énergie stockée finale car elle aurait été valorisable si l'horizon de temps avait été plus long. Le coefficient ω fera par ailleurs l'objet d'une étude de sensibilité. Enfin, les coûts de fonctionnement sont représentés par la consommation d'électricité des pompes de la CST et de celle des trackers solaires (dans le cas où des trackers sont utilisés, bien que leur consommation soit très faible par rapport à celle des pompes).

ϕ_{INV} et ϕ_{VAR} sont des termes de pénalisation numérique, sans réalité économique, qui impactent négativement la valeur de l'objectif réel qui est de maximiser les bénéfices FO. Le terme ϕ_{INV} vient pénaliser la fonction objectif dans le cas où une inversion de température apparaît au sein de la cuve. La réduction de ces inversions est réalisée grâce aux débits d'inversion \dot{m}_{inv} dont les variations temporelles sont également pénalisées. Enfin, le terme ϕ_{VAR} pénalise les variations temporelles de sept débits massiques ($\dot{m}_{cs}, \dot{m}_{c2}, \dot{m}_s, \dot{m}_{s1}, \dot{m}_{q1}, \dot{m}_{b1}, \dot{m}_{p2}$) optimisant le fonctionnement de la CST (soit autant que de degrés de liberté). Ce terme mathématique assurera une solution optimale stable et lisse. Il permettra d'éviter des oscillations importantes des variables de décision d'un pas de temps au suivant, qui ne correspondraient pas à un comportement acceptable de la CST d'un point de vue contrôle. Pour cela, des termes quadratiques sont utilisés [132].

$$\phi_{INV} = \gamma_{21} \cdot \int_{t_0}^{t_f} \left(\sum_{i=1}^{N-1} T_{diff(i)}(t) \right) dt + \gamma_{22} \cdot \int_{t_0}^{t_f} \left(\sum_{i=1}^{N-1} \left(\frac{d\dot{m}_{inv(i)}}{dt} \right)^2 \right) dt \quad (IV.17)$$

$$\phi_{VAR} = \gamma_3 \cdot \int_{t_0}^{t_f} \left(\sum_{i \in I} \left(\frac{d\dot{m}_i}{dt} \right)^2 \right) dt, \quad \text{avec } I = \{cs, c2, s, s1, q1, b1, p2\} \quad (IV.18)$$

Il ne faut pas oublier que ces termes ϕ ont un impact négatif sur la vraie fonction objectif et qu'une analyse de sensibilité est nécessaire pour déterminer les valeurs des paramètres γ qui permettent d'obtenir une solution "suffisamment optimale". En effet, pour des γ trop faibles, les pénalisations n'ont pas d'influence et, pour des γ trop élevés, les pénalisations surpassent la vraie fonction objectif qui est donc fortement dégradée et n'est plus optimale.

IV.2 Cas d'étude et données d'entrée

Dimensionnement de la CST

Pour le cas d'étude général, nous avons pris un dimensionnement préliminaire de CST réalisé par les ingénieurs de NEWHEAT pour un projet de fourniture de chaleur à un réseau de chaleur urbain. Des ajustements ont été réalisés de façon à adapter ce dimensionnement à notre architecture de centrale.

- Champ solaire (CS) :
 - Taille, inclinaison β , orientation δ : tableau IV.1.

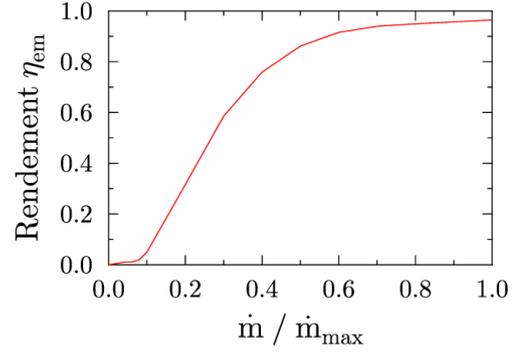
Paramètres	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
N_b	15	15	15	23
N_p	12	12	12	12
L_{MB} (m)	1.5	1.5	1.5	1.5
gap_X (m)	5.0	5.0	5.0	5.0
gap_Y (m)	0.2	0.2	0.2	0.2
δ ($^\circ$)	0	-90	-90	-90
β ($^\circ$)	34	éq.(IV.5)	var.	var.

TABLE IV.1 – Dimensions, inclinaison et orientation du champ solaire

- Paramètres capteurs FPC : Savosolar, simple vitrage, anisotropique. Paramètres adaptés pour l'équation "quasi-dynamique" (III.6) :
 - $c_1 = 2.936 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
 - $c_2 = 0.009 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-2}$
 - $c_5 = 10.2 \text{ kJ.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
 - $A_g = 15.96 \text{ m}^2$
 - $\eta_{0,b} = 0.812$
 - $K_\theta(50^\circ) = 0.95$
 - $K_d = 0.928$
- Cuve de stockage :
 - Fluide de stockage : eau
 - Volume : $V = 500 \text{ m}^3$
 - Hauteur de cuve : $H_{st} = 12 \text{ m}$
 - Isolant : épaisseur $Ep_{iso,1} = 0.20 \text{ m}$, conductivité th. $\lambda_{iso} = 0.036 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
- Pompes : le tableau IV.2 et la figure IV.3 reprennent l'ensemble des paramètres de dimensionnement des pompes. Le débit maximum par boucle de champ solaire, de 1.4 kg.s^{-1} , permet de fixer le débit maximum du circuit primaire puis ceux du circuit secondaire par égalité des débits calorifiques. Le calcul de la perte de charge maximale dans les circuits avec ces débits permet ensuite de calculer la puissance hydraulique de chacune des pompes avec l'équation (III.46) : 12 kW pour P_1 et 1 kW pour P_2 et P_3 dans les cas 1, 2 et 3. Dans le cas 4, le champ solaire étant surdimensionné, le dimensionnement des pompes est ajusté (18 kW, 2kW et 2kW respectivement).

Pompe	P ₁	P ₂	P ₃
ΔP_{max} (bar)	5.5	0.5	0.5
\dot{m}_{max} (kg.s ⁻¹)	1.4 N _b	$\frac{C_p}{C_{p,g}} \dot{m}_{max,1}$	$\frac{C_p}{C_{p,g}} \dot{m}_{max,1}$
η_h	0.95	0.95	0.95

TABLE IV.2 – Paramètres de dimensionnement des pompes centrifuges


 FIGURE IV.3 – Rendement η_{em}

- Échangeur à plaques : le tableau IV.3 reprend l'ensemble des paramètres de dimensionnement des échangeurs HX1 et HX2. Dans le cas 4, le champ solaire étant surdimensionné, la surface d'échange de l'échangeur HX1 est également adaptée (Cf. tableau IV.3) car la puissance pic de captation est plus grande. Comme la courbe de charge reste la même, l'échangeur HX2 conserve ses dimensions.

Paramètre	HX1	HX2
Fluide chaud	eau glycolée à 30%	eau
Fluide froid	eau	eau
Aire d'échange A (m ²)	175 - 262 (cas 4)	55.9
Surface de plaque effective S_p (m ²)	1.8 - 2.7 (cas 4)	0.48
Nombre de plaques utiles n	97	97
Facteur d'élargissement Φ	1.2	1.2
Nombre de passes côté chaud $N_{p,c}$	1	1
Nombre de passes côté froid $N_{p,f}$	1	1
Angle de corrugation β_c (°)	45	45
Épaisseur de plaque e_p (mm)	0.5	0.5
Distance inter-plaque d_p (mm)	3	3

TABLE IV.3 – Paramètres de dimensionnement des échangeurs HX1 et HX2

- Canalisations :

$$\begin{array}{lll}
 \text{— } L_{1,eq} = \text{gap}_X \cdot N_b & \text{— } L_7 = 10 \text{ m} & \\
 \text{— } L_2 = 50 \text{ m} & \text{— } L_8 = 5 \text{ m} & \text{— } D_{int} = 0.107 \text{ m} \\
 \text{— } L_3 = 5 \text{ m} & \text{— } L_9 = 5 \text{ m} & \text{— } E_{p_{iso,2}} = 0.01 \text{ m} \\
 \text{— } L_4 = 5 \text{ m} & \text{— } L_{10} = 5 \text{ m} & \text{— } \lambda_{iso} = 0.036 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1} \\
 \text{— } L_5 = 5 \text{ m} & \text{— } L_{11} = 5 \text{ m} & \\
 \text{— } L_6 = 2 \text{ m} & &
 \end{array}$$

Courbe de charge et coûts

La température du courant consommateur est fixée à $T_{pe} = 55^\circ\text{C}$. La contrainte (IV.13) est appliquée avec $T_{cible} = 65^\circ\text{C}$. Avec un débit constant, $\dot{m}_{pr} = 8 \text{ kg.s}^{-1}$, la courbe de charge est

donc considérée constante et la puissance demandée vaut 0.33 MW. Pour ce dimensionnement de centrale, la puissance demandée est relativement faible et n'est donc pas représentative de la courbe de charge annuelle. Elle représente une période de faible demande (en général l'été pour les réseaux de chaleur urbains) et a été choisie pour éventuellement faire apparaître des surchauffes dans certains cas. Par ailleurs, nous fixons $\text{PrixChaleur} = 25\text{€}/\text{MWh}_{th}$, $\text{PrixElec} = 80\text{€}/\text{MWh}_e$, $\omega = 0.9$ et $\gamma_1 = 0.3$. Les paramètres ω et PrixElec feront l'objet d'une étude de sensibilité.

Conditions initiales et horizon de temps

La centrale est simulée et optimisée sur un horizon de temps de 5 jours, soit 120 heures. Initialement, la température du stockage est uniforme et égale à 55°C . Cela signifie que le stockage est (partiellement) chargé mais que l'énergie stockée n'a aucune valeur économique car la température demandée par le consommateur est plus élevée. Cette condition initiale correspond à un stockage qui aurait subi une décharge complète de son énergie vers le process consommateur dans les heures précédentes. De plus, en $t = t_0 = 0$, les autres températures de la centrale sont égales à la température ambiante.

Données météorologiques

Nous considérons que la centrale se trouve dans le Sud de la France, près de Montpellier. Les données météorologiques utilisées sont illustrées par les figure IV.4 et IV.5. Elles correspondent à une semaine estivale proche du solstice d'été.

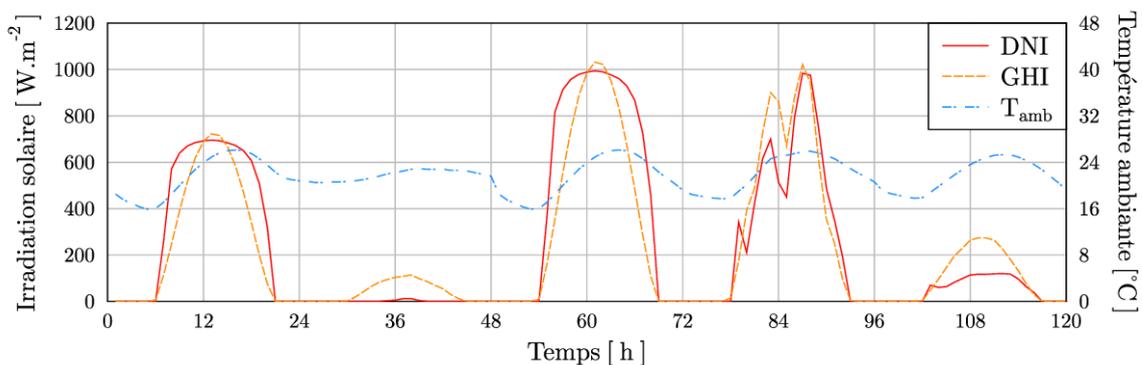


FIGURE IV.4 – Conditions météorologiques (1)

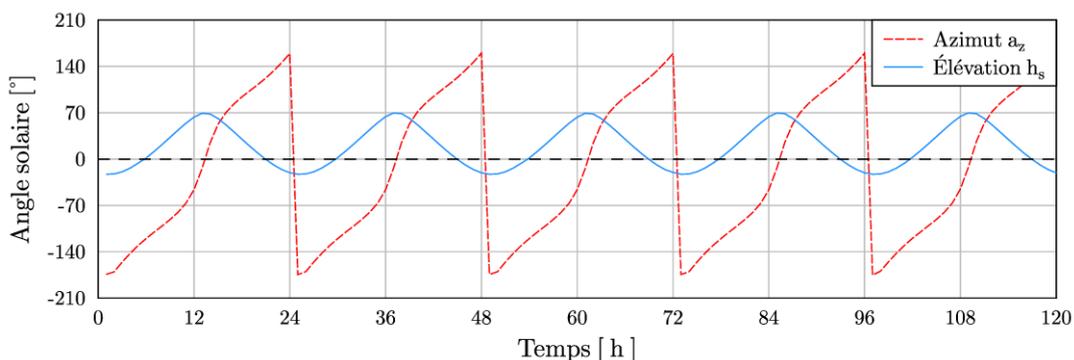


FIGURE IV.5 – Conditions météorologiques (2)

Méthode numérique et résolution

La méthode de collocation orthogonale sur éléments finis, décrite dans le chapitre précédent, est utilisée pour discrétiser le problème. Nous prenons des éléments de collocation de taille horaire ($L_t = 1h$), chacun comprenant 9 points de collocation incluant 0 et 1 sur l'intervalle $[0, 1]$. Appliquant la méthode de Gauss-Lobatto, les 7 points de collocation internes sont les racines du polynôme dérivé (P'_8) du polynôme orthogonal de degré 8 choisi, pour nous le polynôme de Legendre P_8 décalé sur l'intervalle $[0, 1]$, exprimé par l'équation (IV.19)

$$P_8(t) = \frac{1}{128} (6435(2t - 1)^8 - 12012(2t - 1)^6 + 6930(2t - 1)^4 - 1260(2t - 1)^2 + 35) \quad (IV.19)$$

En développant les calculs, on peut déterminer que les points de collocations internes sont :

- $t_1 \approx 0.0501$
- $t_2 \approx 0.1614$
- $t_3 \approx 0.3184$
- $t_4 = 0.5$
- $t_5 \approx 0.6816$
- $t_6 \approx 0.8386$
- $t_7 \approx 0.9499$

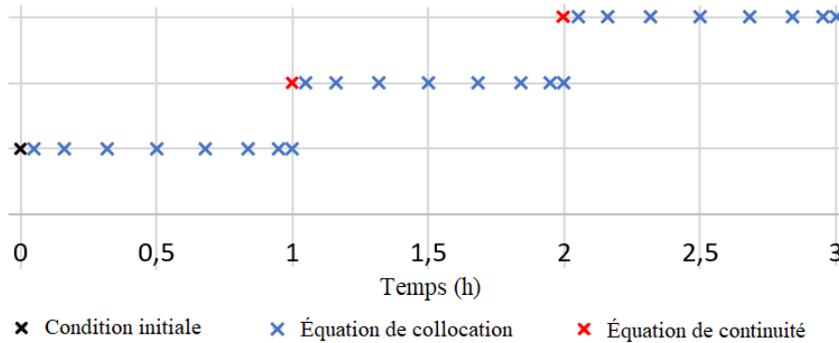


FIGURE IV.6 – Méthode numérique appliquée au problème DO-C

La figure IV.6 illustre la méthode numérique. La méthode de collocation utilisée nous permet, entre autres, de calculer une approximation de l'intégrale d'une variable en calculant de manière exacte, à l'aide d'une quadrature de Gauss (annexe A.3), l'intégrale du polynôme approximant cette variable. Comme évoqué précédemment, on remarque que les points de discrétisation ne sont pas répartis uniformément sur l'élément horaire. L'écart temporel entre les points varie entre 3 minutes et 11 minutes ce qui correspond à l'ordre de grandeur du temps propre d'un champ solaire (Cf. section III.3.1). Le modèle de la CST étant non-linéaire et les variables toutes continues, notre problème d'optimisation est un problème NLP. Nous avons utilisé le solveur CONOPT4 pour le résoudre sur un ordinateur ayant les caractéristiques suivantes : 2.6 GHz Intel Core i7. Par ailleurs, la méthode de résolution employée ne garantit pas l'obtention d'un optimum global. Cependant, la résolution du problème avec différentes initialisations nous a permis de nous rapprocher de cet optimum global.

Ces considérations concluent la définition de notre cas général d'étude. Les sections suivantes présentent les résultats obtenus pour les quatre configurations définies. Des travaux supplémentaires (analyses de sensibilité, comparaison avec stratégie de contrôle standard) viendront compléter ces résultats. Ces travaux ont été obtenus dans des conditions différentes de celles du cas général qui seront décrites dans les paragraphes concernés.

IV.3 Cas d'étude 1 : Champ solaire tilté

Cette section présente les résultats obtenus dans le cas 1 pour lequel le champ solaire est tilté i.e. face au Sud et incliné d'un angle fixe par rapport à l'horizontale, ici $\beta = 34^\circ$. Tout d'abord, nous présentons les résultats d'optimisation du cas d'étude général. Ensuite, nous les comparons avec les résultats obtenus dans le cas d'une stratégie de contrôle standard. Enfin, des travaux ultérieurs viendront compléter l'étude d'optimisation dynamique d'une CST avec inclinaison fixe du champ solaire.

IV.3.1 Résultats d'optimisation

Le problème d'optimisation fait état d'environ 178000 équations (égalités et inégalités). Il est résolu en une vingtaine d'heures environ. Le solveur a optimisé la valeur des débits massiques aux points de collocation sur la totalité de l'horizon de temps de façon à maximiser la fonction objectif définie précédemment et à satisfaire les contraintes du problème. Les résultats obtenus sont présentés dans ce qui suit.

Les figures IV.7 à IV.9 illustrent l'évolution des variables dans le circuit primaire. Sur la figure IV.9, un zoom a été réalisé de façon à observer le démarrage classique d'une CST. Lorsque l'irradiation solaire est suffisante pour lancer la pompe P_1 , la phase transitoire de chauffe du champ solaire s'effectue avec le débit \dot{m}_{c1} qui permet la recirculation de la sortie du CS vers son entrée via la conduite L_3 . Quand la température atteinte en sortie du CS est valorisable, le débit \dot{m}_{c2} prend le relais et transfère l'énergie au circuit secondaire via l'échangeur HX1. C'est ce qui se passe au cours des jours 1, 3, 4 et 5. Le jour 2 fait exception car l'irradiation solaire n'est pas suffisante pour atteindre une température valorisable. Cependant, un débit est maintenu pour éviter la stagnation et les potentielles surchauffes dans le CS, figure IV.7.

Au cours des jours 1 et 3, on remarque, figure IV.7, que le débit \dot{m}_{cs} suit la courbe en "cloche" de l'irradiation solaire. En effet, un débit plus faible aurait augmenté la température en sortie de CS et potentiellement engendré une surchauffe pénalisée au-delà des 95°C , notamment au cours du jour 3 (figure IV.8). De plus, bien qu'un CS soit plus efficace à basse température (et donc, débit élevé), on remarque que \dot{m}_{cs} n'atteint pas sa valeur maximale autorisée. Ceci est dû au fait que des débits plus élevés entraînent une plus grande consommation d'électricité pour la pompe P_1 , qui ne serait, à priori, pas compensée par le gain énergétique supplémentaire : le résultat obtenu est optimal d'un point de vue technico-économique.

Le raisonnement est identique pour le jour 4. Cependant, en figure IV.7, \dot{m}_{cs} ne suit pas exactement la courbe de l'irradiation solaire ce qui est probablement dû à la pénalisation ϕ_{VAR} de la variation des débits. Pour le jour 5, l'irradiation solaire étant faible, le débit dans le CS reste à sa valeur minimale afin d'obtenir la plus haute température possible en sortie. Cependant, celle-ci monte relativement peu. Par ailleurs, à la fin des jours 3 et 4 et contrairement aux jours 1 et 5, l'arrêt de la pompe P_1 (noté AP1, figure IV.8) a lieu avant même que l'irradiation solaire ne soit plus suffisante ce qui se dénote, sur la figure IV.8, par un écart entre T_{CS_e} et T_{CS_s} . On observe, figure IV.14, que ce comportement permet, d'une part, d'éviter que la température de charge du stockage T_{sol} ne soit inférieure à la température minimale dans la cuve (ce qui entraînerait une décharge par le bas de la cuve) et, d'autre

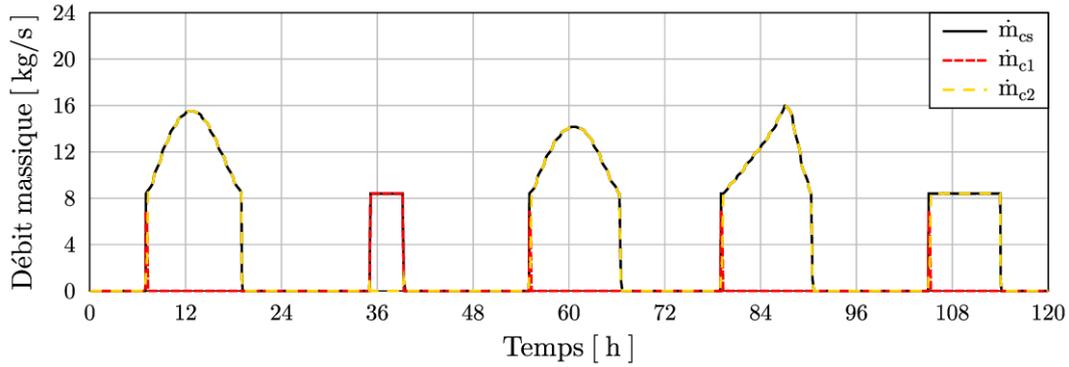


FIGURE IV.7 – Cas 1 : Débits massiques dans le circuit primaire

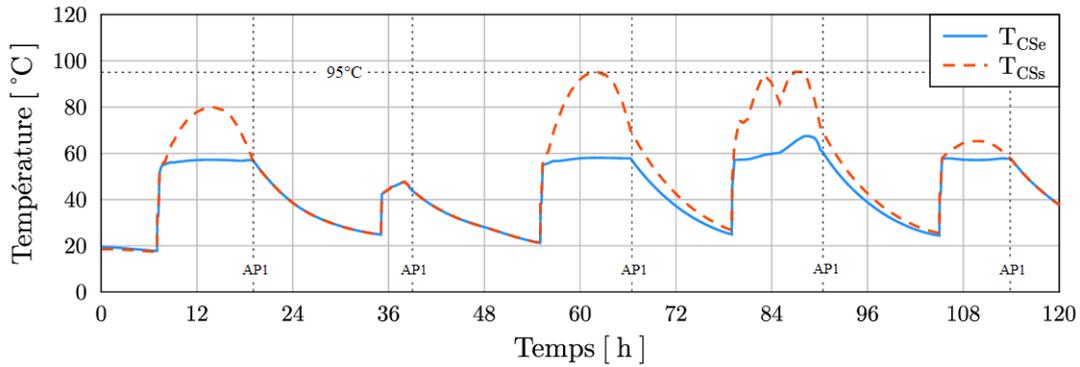


FIGURE IV.8 – Cas 1 : Températures en entrée et sortie du champ solaire

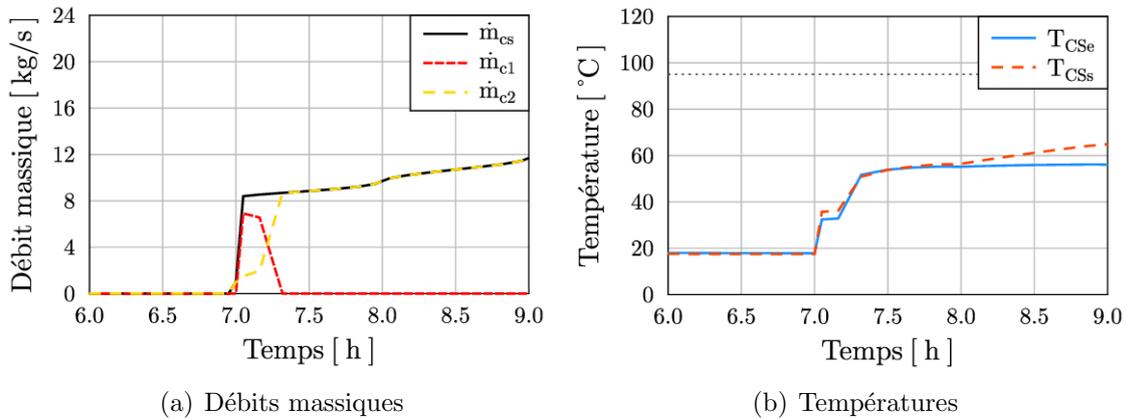


FIGURE IV.9 – Cas 1 : Zoom sur un début de journée

part, d'éviter une homogénéisation des températures dans la cuve et donc de conserver des températures élevées à hauteur de la demande. Enfin, à la fin de chaque journée, la température dans le CS décroît avec les pertes thermiques vers l'environnement.

On observe, sur les figures IV.10 et IV.11, un comportement relativement classique au niveau de l'échangeur HX1. Les débits sont ajustés de façon à avoir l'égalité des $(\dot{m}C_p)$, caractérisée par un ratio $R_1 = 1$, ce qui maximise le transfert thermique. Le pincement dans l'échangeur est d'environ 3°C , sauf pour le jour 5 pour lequel les débits sont plus faibles ce qui diminue le pincement (environ 1°C). Au sein du circuit secondaire, le débit \dot{m}_s permet de stocker l'énergie collectée via \dot{m}_{s1} et/ou de la livrer au consommateur via \dot{m}_{s2} . La figure IV.12

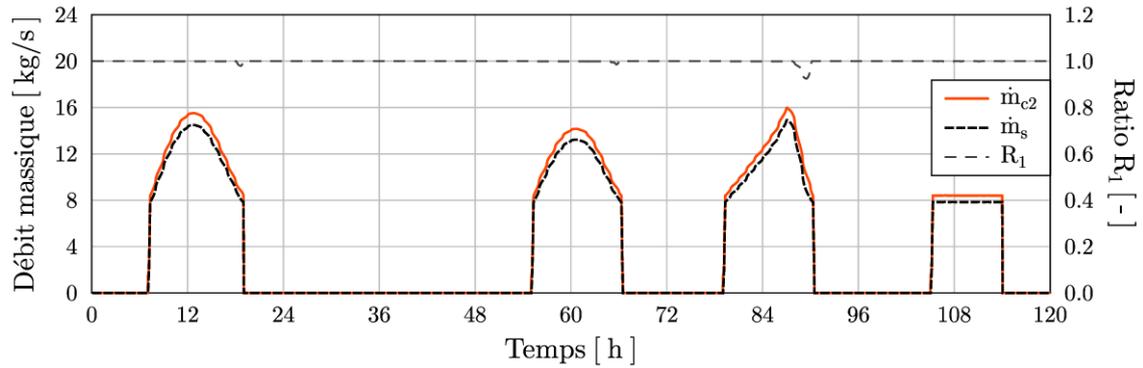


FIGURE IV.10 – Cas 1 : Débits massiques dans l'échangeur HX1

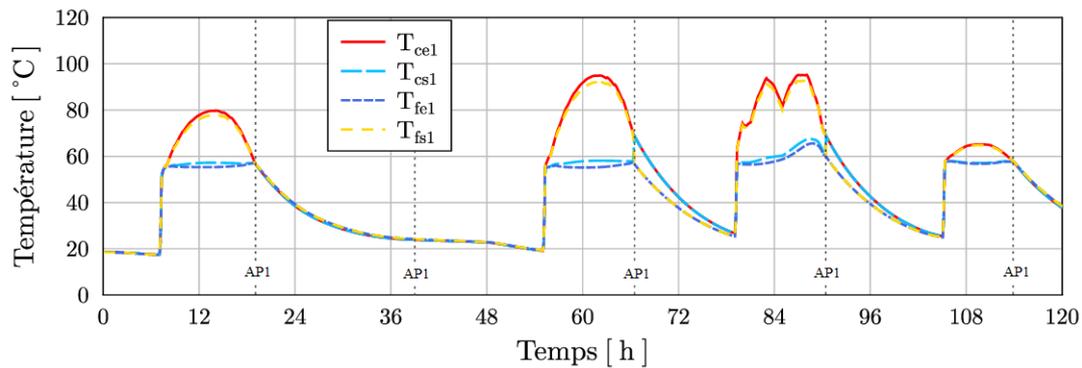


FIGURE IV.11 – Cas 1 : Températures aux bornes de l'échangeur HX1

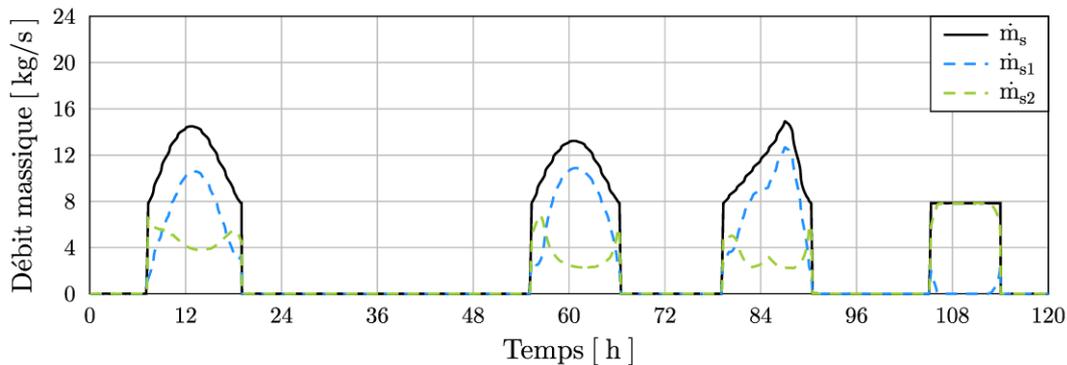


FIGURE IV.12 – Cas 1 : Bilan massique dans le circuit secondaire (1)

illustre cette gestion des flux par un bilan massique. Au cours des jours 1, 3 et 4, une partie de l'énergie est stockée et une partie de l'énergie est fournie car, comme on pourra le voir en figure IV.22, la production d'énergie est plus grande que la demande. Au cours du jour 5, la totalité de l'énergie collectée est fournie au consommateur car la production est inférieure à la demande.

Les figures IV.13 et IV.14 illustrent l'évolution des flux de charge et de décharge du stockage ainsi que l'évolution des températures au sein de la cuve. Comme constaté précédemment, l'énergie solaire collectée au cours des jours 1, 3 et 4 est partiellement stockée. Ces périodes de charge entraînent une augmentation progressive des températures dans la cuve, de haut en bas. Le jour 2 ne permettant pas de produire d'énergie solaire, toute l'énergie stockée pendant le 1^{er} jour est déstockée au cours cette journée. Les températures dans la cuve reviennent ainsi à

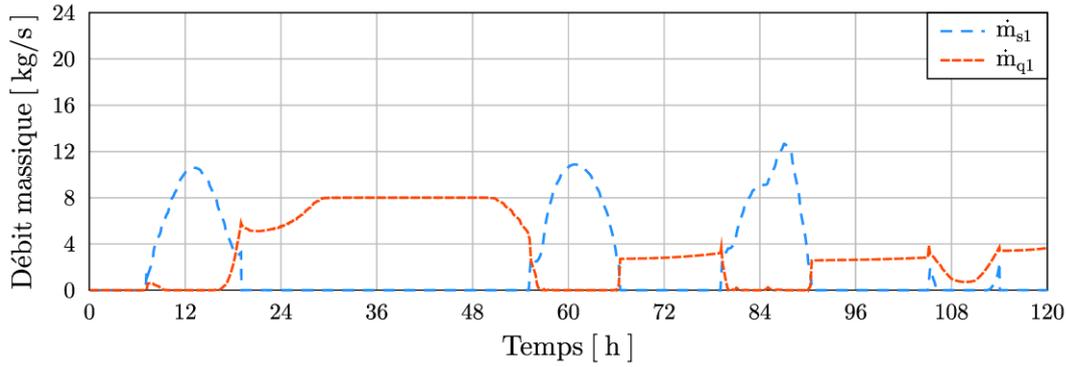


FIGURE IV.13 – Cas 1 : Débits de charge et de décharge du stockage

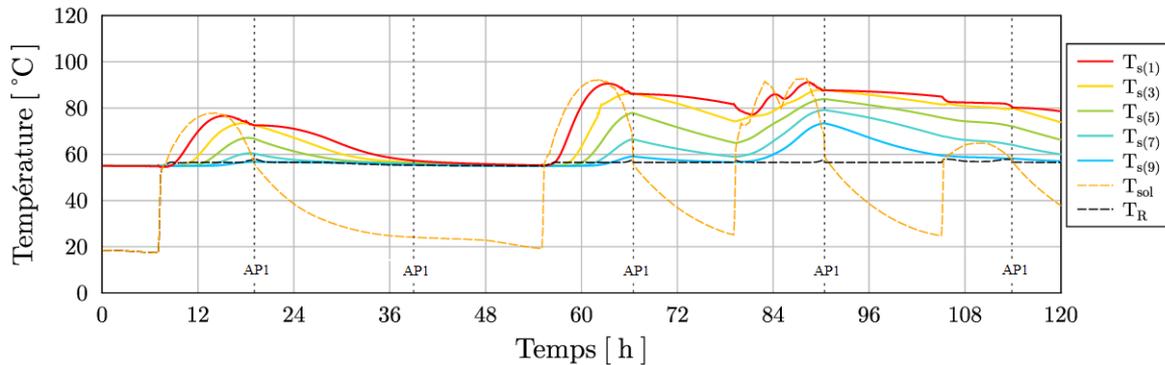


FIGURE IV.14 – Cas 1 : Températures dans la cuve, température de charge et de retour

la température basse du process consommateur, correspondant à la température maximale non valorisable. Par ailleurs, la période nocturne entre les jours 3 et 4 ne permet pas de décharger toute l'énergie accumulée au cours du jour 3 : le niveau de stockage est élevé au cours du jour 4 et particulièrement au moment du deuxième pic d'irradiation solaire (heure 87) pour lequel la température en bas de cuve dépasse les 70°C . Cela entraîne une légère augmentation de T_{CSe} , figure IV.8, et donc une baisse de l'efficacité du CS. Après le jour 4, la production solaire n'est plus suffisante. Une décharge a donc lieu jusqu'à la fin de l'horizon de temps.

Les figures IV.15 à IV.17 illustrent l'évolution des débits et températures du circuit secondaire en amont de la livraison d'énergie. L'intérêt ici est d'observer comment l'utilisation de la recirculation avec vanne de mélange (\dot{m}_{b1} , T_{q4}), à la jonction J_4 , permet de maintenir relativement constante la température T_{q5} du courant chaud alimentant l'échangeur HX2. Indépendamment du fait que l'énergie fournie vienne du déstockage de la cuve (\dot{m}_{q1} , $T_{s(1)}$) et/ou directement de la production (\dot{m}_{s2} , T_{q2}), si la température T_{q3} du courant de fourniture est trop élevée, la vanne de mélange permet de l'ajuster avec une fraction du courant sortant de l'échangeur HX2 de façon à ce que la température T_{q5} soit plus basse. Bien que cela détruise de l'exergie, cela évite un dépassement de la demande.

La puissance demandée étant relativement faible, on observe sur les figures IV.18 et IV.19 que le débit de fourniture \dot{m}_{b2} est très proche de sa valeur minimale autorisée ($0.4 \times \dot{m}_{max,3} = 7.8 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$). De plus, on constate de nouveau l'égalité des $(\dot{m}C_p)$ pour une grande partie du temps. En sortie d'échangeur, la température T_{cs2} du courant de fourniture est de 57°C en moyenne ce qui permet de conserver une température basse en entrée du CS (et donc d'en améliorer

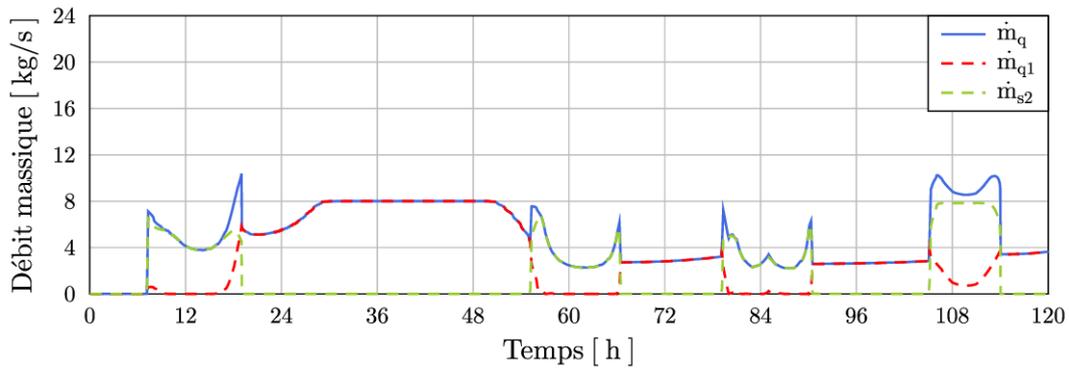


FIGURE IV.15 – Cas 1 : Bilan massique dans le circuit secondaire (2)

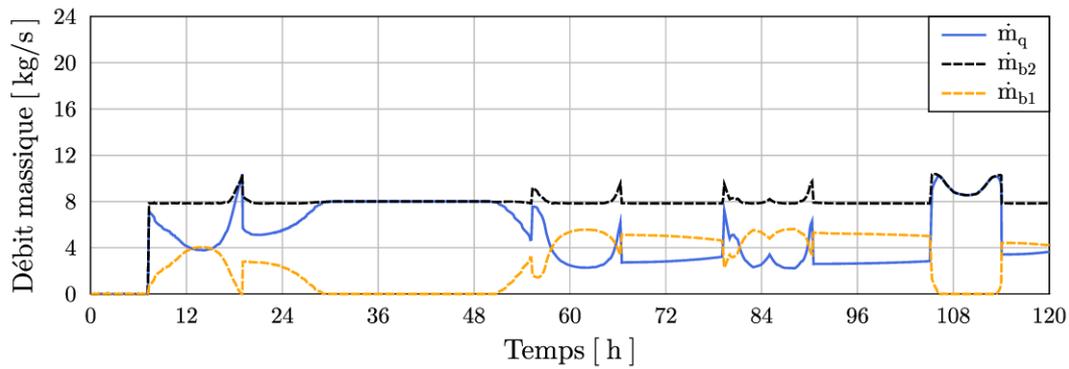


FIGURE IV.16 – Cas 1 : Bilan massique dans le circuit secondaire (3)

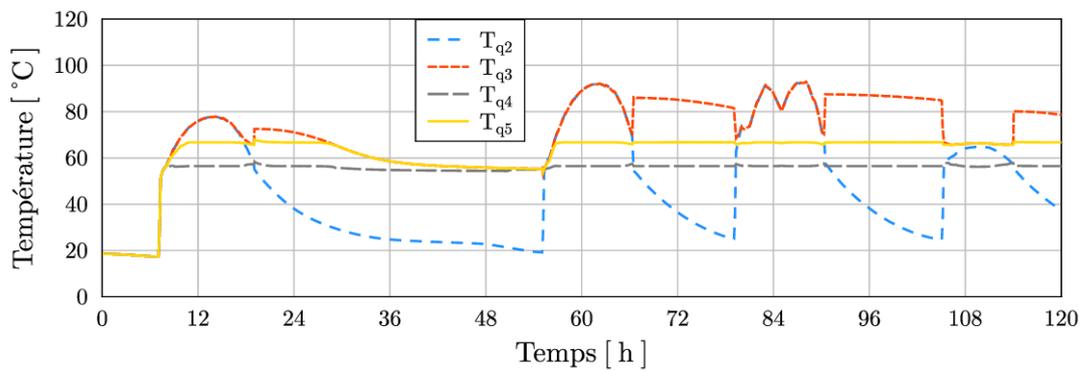


FIGURE IV.17 – Cas 1 : Températures d'intérêt avant livraison d'énergie

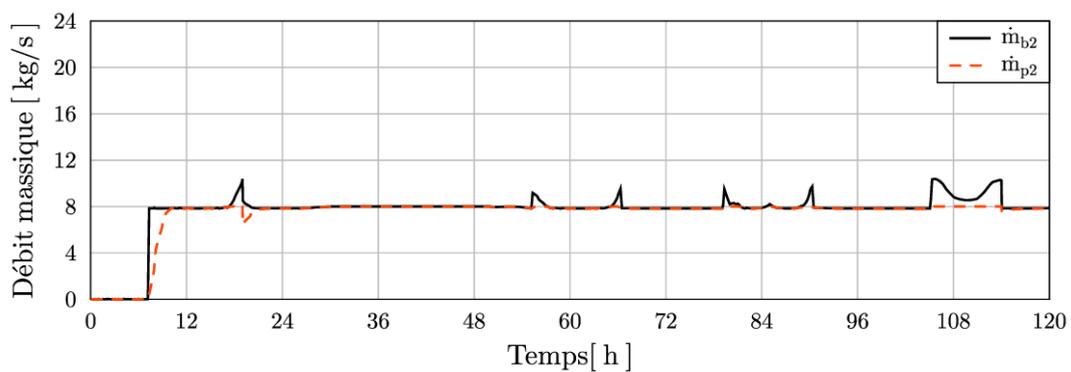


FIGURE IV.18 – Cas 1 : Débits massiques dans l'échangeur HX2

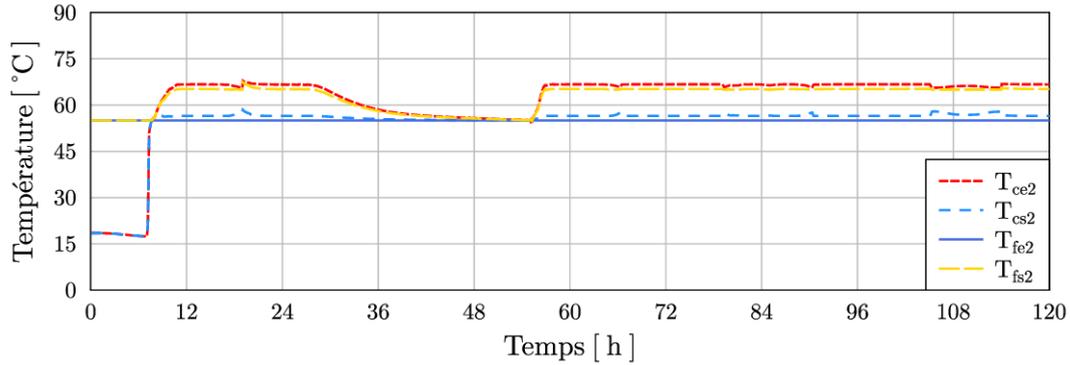


FIGURE IV.19 – Cas 1 : Températures aux bornes de l'échangeur HX2

l'efficacité) et d'ajuster la température du courant de fourniture via la vanne de mélange à la jonction J_4 si nécessaire. On constate également que la température T_{fs2} du courant consommateur est proche de la température cible (65°C) la majeure partie du temps. Or, comme le montre la figure IV.20, la totalité du débit du consommateur passe au travers de l'échangeur HX2. Cela entraîne que la température T_{ps} du courant retournant vers le procédé est quasiment égale à T_{fs2} . On observe bien, sur la figure IV.21, que cette température est à son niveau maximal autorisé (T_{cible}) pour une grande partie de l'horizon de temps, exception faite du jour 2 où la décharge du stockage permet de continuer le préchauffage de ce courant mais, la température en tête de cuve diminuant, ne suffit plus pour atteindre cette température cible.

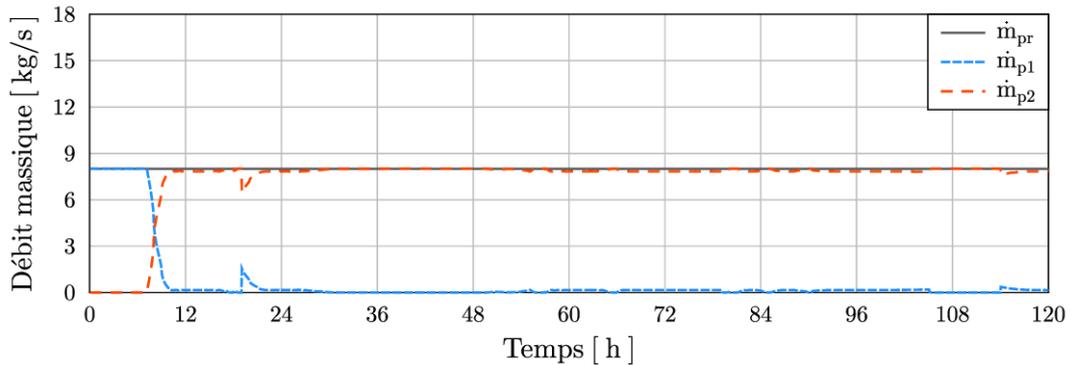


FIGURE IV.20 – Cas 1 : Débits massiques côté consommateur

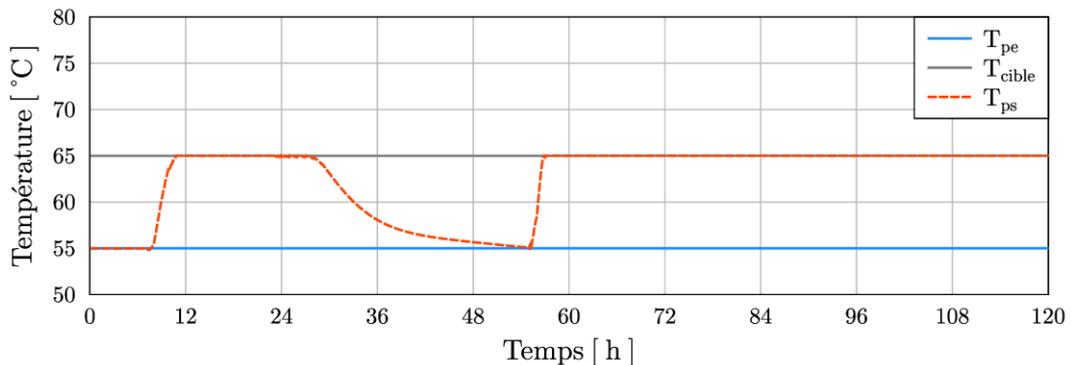


FIGURE IV.21 – Cas 1 : Températures côté consommateur

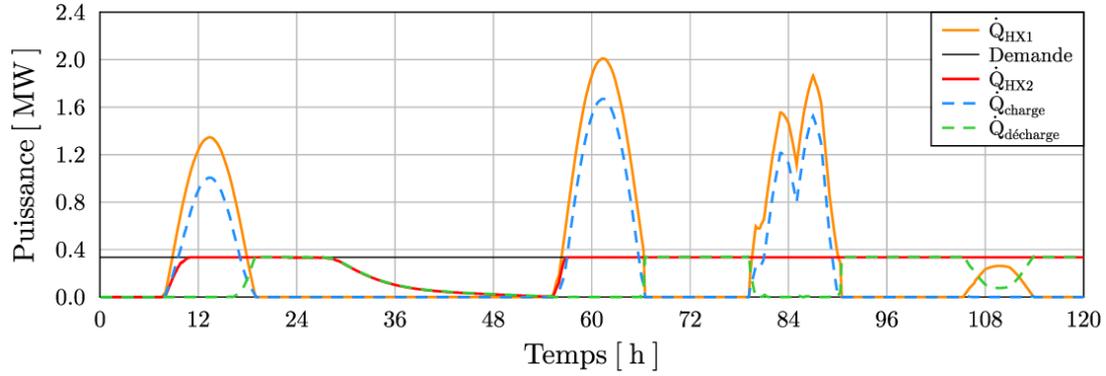


FIGURE IV.22 – Cas 1 : Bilan des puissances dans la centrale

Le bilan des puissances de la centrale, illustré par la figure IV.22 permet de mieux observer la gestion de l'énergie entre la production (\dot{Q}_{HX1}), la charge (\dot{Q}_{charge}) et la décharge ($\dot{Q}_{decharge}$) du stockage ainsi que la fourniture d'énergie (\dot{Q}_{HX2}) au courant consommateur de façon à satisfaire au mieux sa demande. On observe bien qu'au cours des jours 1, 3 et 4, l'énergie collectée était bien plus grande que la demande, ce qui explique la charge du stockage. Au cours du jour 2, l'irradiation solaire était trop faible pour produire une énergie valorisable par la centrale, le stockage était donc la seule source d'énergie disponible et, par sa décharge, il a permis de satisfaire la demande jusqu'à ce qu'il se vide complètement. Enfin, au cours du jour 5, l'irradiation solaire n'est pas suffisante pour satisfaire la demande à elle seule et la décharge du stockage a permis de fournir la différence.

E_{HX1} (MWh)	E_{HX2} (MWh)	$E_{stock}(t_f)$ (MWh)	E_{elec} (kWh)	ϕ_{Tmax}	FO (€)
38.20	30.05	6.30	138	0.05	881.91

TABLE IV.4 – Résultats d'optimisation : cas 1

Le tableau IV.4 résume quantitativement les résultats d'optimisation. E_{HX1} et E_{HX2} représentent les quantités d'énergie effectivement transférées via les échangeurs HX1 et HX2. E_{HX1} correspond donc, à quelques pertes près, à l'énergie captée par le CS et E_{HX2} correspond à l'énergie fournie au consommateur. $E_{stock}(t_f)$ représente l'énergie stockée dans la cuve à la fin de l'horizon de temps. Elle est calculée à partir du profil de température dans la cuve à l'instant final avec une température de référence de 55°C correspondant au seuil de valorisation de l'énergie. Enfin, E_{elec} représente l'énergie électrique consommée par les pompes pour le fonctionnement de la CST. En réalisant un bilan d'énergie, on remarque que les pertes thermiques au sein de la centrale représentent 1.85 MWh d'énergie perdue au cours de ces 5 jours. Cela représente un peu moins de 5% de l'énergie captée ce qui est plutôt élevé par rapport à ce que l'on peut observer dans une CST réelle. Cela est probablement dû à des coefficients de pertes surestimés notamment dans le modèle de stockage. Une évaluation expérimentale de ces coefficients n'a pas pu être menée. Par ailleurs, les résultats précédents montrent des pénalités financières ϕ_{Tmax} quasiment nulles : on avait effectivement pu constater sur la figure IV.8 que la température T_{CSs} ne dépasse pas la barre des 95°C . Enfin, nous pouvons calculer un ratio de 3.6 kWh électriques consommés par MWh d'énergie produite, ce qui est un ratio intéressant

pour NEWHEAT pour qui la moyenne annuelle est généralement de 10 kWh_e/MWh_{th} et la moyenne estivale de 5 à 6 kWh_e/MWh_{th} .

Sur seulement 5 jours, il est difficile d'évaluer les performances de la centrale. Cependant, ces résultats vont être comparés, dans le paragraphe suivant, aux résultats obtenus avec une stratégie de contrôle standard afin de quantifier le potentiel gain lié à l'optimisation dynamique.

IV.3.2 Comparaison avec une stratégie de contrôle standard

Afin de comparer les résultats d'optimisation obtenus avec une stratégie de contrôle standard, il faut tout d'abord définir une telle stratégie. Comme évoqué précédemment, le fonctionnement classique d'une CST repose sur une logique de contrôle qui, selon les températures mesurées dans la centrale, permet d'ajuster les débits avec pour objectif général de fournir un maximum d'énergie au consommateur. Numériquement, cette stratégie revient à saturer l'ensemble des degrés de liberté avec des fonctions (conditionnelles) des températures, et finalement à réaliser une simulation et non une optimisation. Cependant, comme nous l'avons vu dans la section III.5, l'implémentation de ce type de logique de contrôle est complexe et la convergence d'une telle simulation est très difficile dans GAMS. Nous avons donc choisi de simplifier le problème. Nous conservons le problème d'optimisation précédent et nous y ajoutons des contraintes supplémentaires permettant au fonctionnement de la centrale de se rapprocher du comportement obtenu avec une stratégie de contrôle standard. Les contraintes (IV.20) à (IV.22) sont ajoutées au problème sachant que la variable y_1 est toujours définie par l'équation (IV.2).

$$\dot{m}_{max,1} - (1 - y_1) \cdot M \leq \dot{m}_{cs} \leq (1 - y_1) \cdot M + \dot{m}_{max,1} \quad (IV.20)$$

$$\dot{m}_{c2} \cdot C_{p,g} = \dot{m}_s \cdot C_p \quad (IV.21)$$

$$\dot{m}_{b2} \cdot \mathcal{C}'_p = \dot{m}_{p2} \cdot \mathcal{C}'_p \quad (IV.22)$$

En période estivale, afin d'éviter les surchauffes dans le CS, le débit total \dot{m}_{cs} du circuit primaire est en général fixé, en fonctionnement, à sa valeur maximale. La contrainte (IV.20) traduit ce comportement. De plus, au niveau des échangeurs de chaleur, on impose généralement les contraintes (IV.21) et (IV.22), traduisant l'égalité des débits calorifiques, de façon à maximiser le transfert thermique. Nous avons pu constater que les débits étaient déjà ajustés de façon à avoir cette égalité lors des résultats d'optimisation précédents. Cependant, comme nous allons le voir, la combinaison de ces trois contraintes supplémentaires va faire ressortir des comportements particuliers. Finalement, nous résolvons le même problème d'optimisation que précédemment avec trois contraintes supplémentaires qui permettent au fonctionnement de la CST de se rapprocher d'une stratégie de contrôle standard. Les principales différences constatées avec les résultats précédents sont présentées dans ce qui suit.

La figure IV.23 illustre l'application des trois contraintes supplémentaires. En fonctionnement, le débit \dot{m}_{cs} est bien à sa valeur maximale. A l'échangeur HX1, l'égalité des débits calorifiques se traduit par le fait que le rapport des débits est égal au rapport des capacités calorifiques (circuit primaire en eau glycolée $C_{p,g} \approx 3900 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$, circuit secondaire en eau

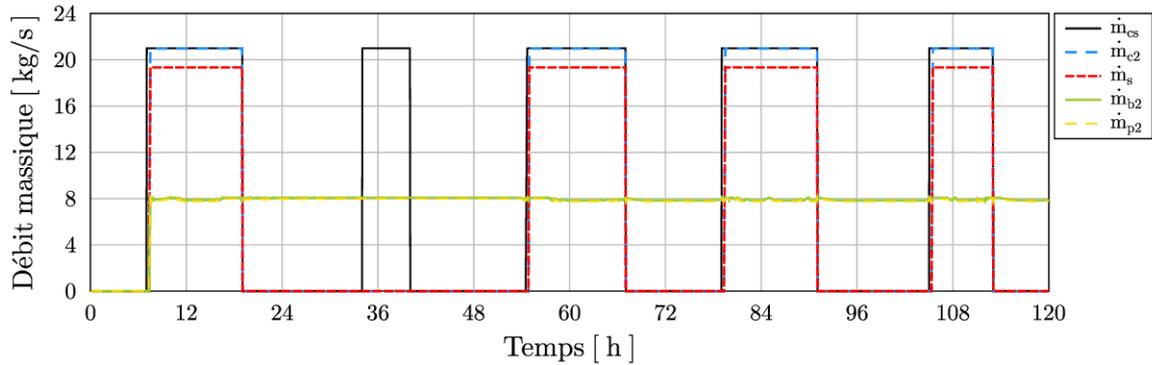


FIGURE IV.23 – Contrôle standard : Débits massiques d'intérêt

$C_p \approx 4180 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$). A l'échangeur HX2, il y a directement égalité des débits massiques (circuit consommateur en eau).

Comme les débits dans le circuit primaire sont plus élevés que précédemment, on constate sur la figure IV.24 que les températures sont plus basses que dans le cas précédent (figure IV.8) notamment sur les journées 1 et 3. Au cours du jour 4, on remarque que la température T_{CS_e} augmente en fin de journée ce qui dégrade l'efficacité du CS. De plus, au cours du jour 5, on observe que la température en entrée du CS est assez élevée comparée à celle du jour 1 par exemple et peu différente de celle en sortie du CS. Pour expliquer les deux remarques précédentes, il faut observer le comportement de la cuve de stockage, figures IV.25 et IV.26.

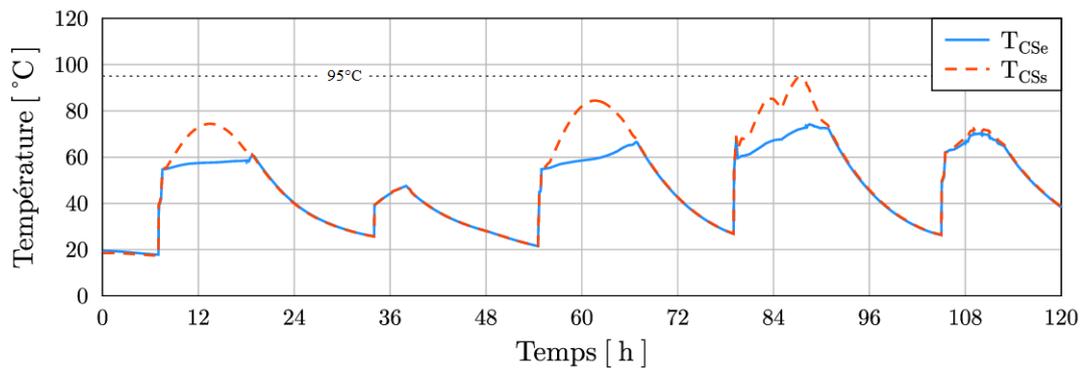


FIGURE IV.24 – Contrôle standard : Températures en entrée et sortie du CS

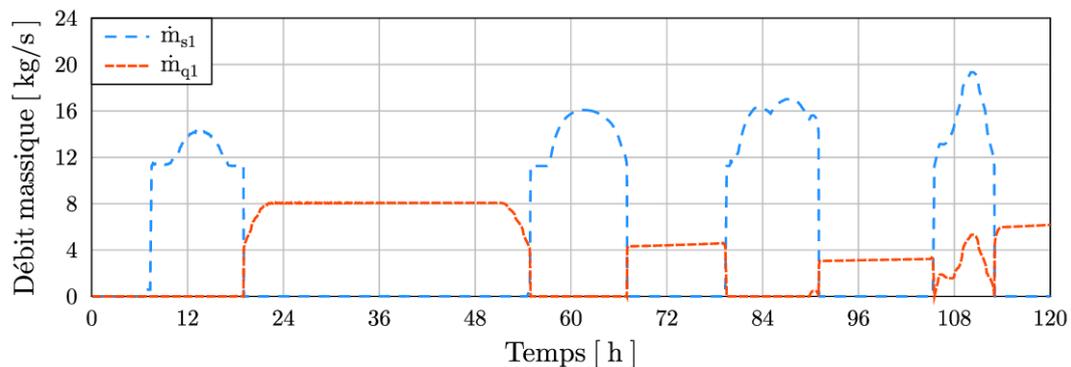


FIGURE IV.25 – Contrôle standard : débits de charge et de décharge du stockage

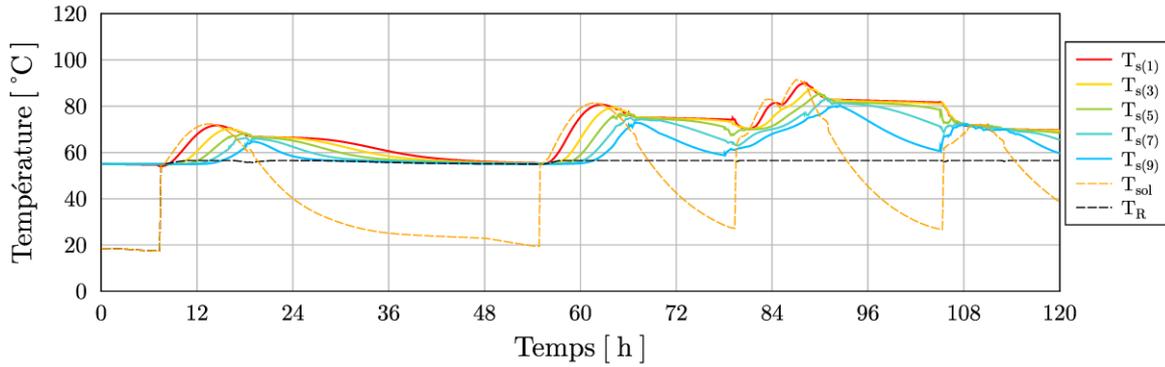


FIGURE IV.26 – Contrôle standard : Températures dans la cuve et températures de charge et de retour

Pour respecter la contrainte (IV.22), en fonctionnement, le débit \dot{m}_{b2} doit être proche de sa valeur minimale ($0.4 \times \dot{m}_{max,3} = 7.8 \text{ kg.s}^{-1}$) et le débit \dot{m}_{p2} proche de sa valeur maximale ($\dot{m}_{pr} = 8 \text{ kg.s}^{-1}$), ce qui laisse ici peu de marge pour l'optimisation. Or, les contraintes (IV.20) et (IV.21) imposent des débits maximums dans le circuit primaire et à l'échangeur HX1. Donc, comme le montre la figure IV.25, le débit de charge du stockage est plus élevé que précédemment. Cela se répercute sur les jours 1, 3 et 4 au cours desquels la température en bas de cuve augmente bien plus rapidement, figure IV.26, ce qui explique l'augmentation de température en entrée de CS à la fin des jours 3 et 4.

De plus, en fin de journée (jours 1, 3 et 4), comme la température en sortie de CS diminue, la charge du stockage est réalisée avec une température plus froide que celle en tête de cuve. C'est pourquoi on observe une baisse des températures en haut de cuve, une hausse des températures en bas de cuve et donc une homogénéisation de la température du stockage. Ce phénomène d'homogénéisation de la cuve a également lieu au cours du jour 5 car l'irradiation solaire est faible. Par ailleurs, lorsque la captation d'énergie solaire est plus faible que la demande, la décharge du stockage prend le relais d'une façon similaire à ce que l'on a observé précédemment.

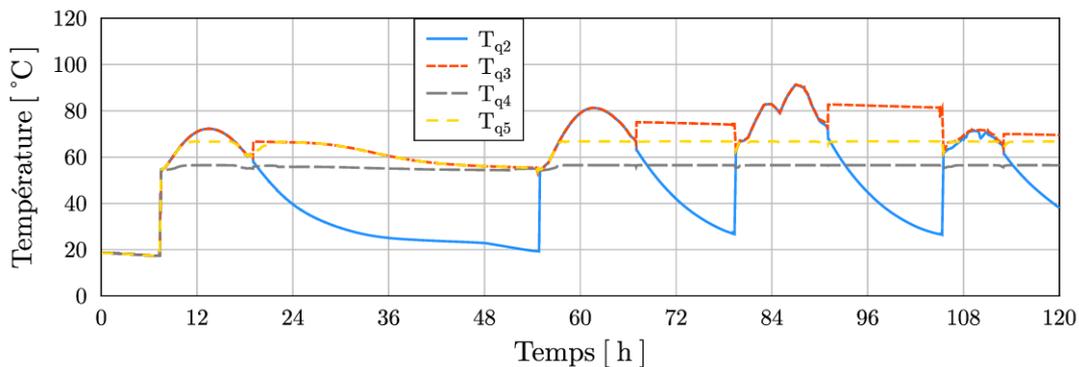


FIGURE IV.27 – Contrôle standard : Températures d'intérêt avant livraison d'énergie

Sur la figure IV.27, on observe de nouveau que la température T_{q5} du courant allant vers l'échangeur HX2 est, à certains moments, plus basse que la température T_{q3} car elle est ajustée comme précédemment par l'utilisation de la vanne de mélange à la jonction J4 de façon à ce que

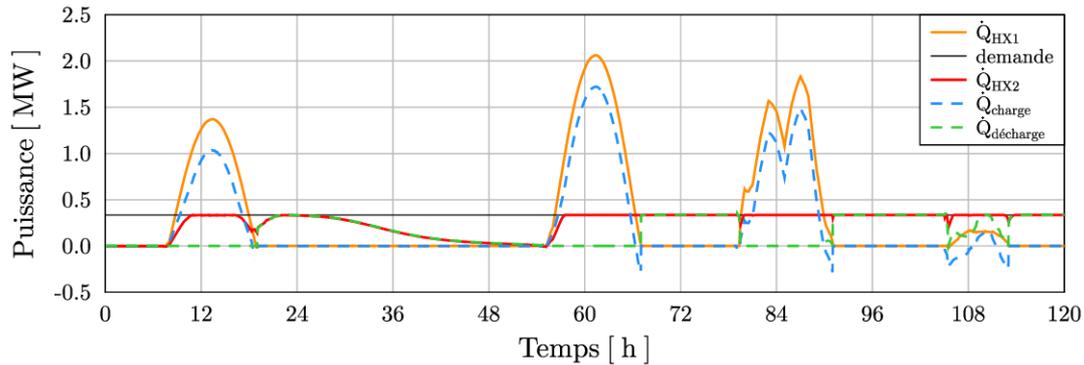


FIGURE IV.28 – Contrôle standard : Bilan des puissances dans la centrale

la demande du client ne soit pas dépassée. D'autre part, le bilan des puissances, figure IV.28, résume la gestion de l'énergie au sein de la CST. On remarque deux situations particulières.

Tout d'abord, on observe un creux dans la satisfaction de la demande à la fin du jour 1 (heures 18 à 21). La fourniture d'énergie étant limitée par les débits \dot{m}_{b2} et \dot{m}_{p2} et la contrainte (IV.22), si la température de fourniture est supérieure ou égale à la température cible, alors la demande peut être satisfaite à 100%. Pour une température atteinte plus faible, la part de couverture de la demande diminue. Dans ce cas, en fin de journée, la température de production est basse et ne permet donc plus de satisfaire totalement la demande. Dans le cas d'étude 1 (i.e. sans les contraintes (IV.20) à (IV.22)), la décharge a permis de compenser ce creux. Cependant, ici, une décharge (avec \dot{m}_{q1}) aurait entraîné une diminution de la fourniture par le by-pass du stockage (\dot{m}_{s2}) et donc une augmentation du débit de charge \dot{m}_{s1} (pour satisfaire la contrainte (IV.22)). Cela aurait accéléré l'homogénéisation de la cuve et fait diminuer la quantité d'énergie stockée car la température de charge T_{sol} est plus basse que la température en bas de cuve. Cela aurait donc ensuite dégradé la décharge des heures 21 à 54. Cette situation n'arrive pas lors des jours 3 et 4 car, en fin de journée, les températures dans le CS et dans le stockage sont suffisamment élevées pour satisfaire la totalité de la demande à ces instants.

D'autre part, on observe en plusieurs endroits de la figure IV.28 que la puissance de charge du stockage est négative. Cela arrive quand la température de charge T_{sol} est plus basse que la température en pied de la cuve $T_{s(10)}$. Dans ce cas, ce n'est donc pas une charge qui a lieu mais une décharge du stockage par le bas de la cuve. Cela arrive, en fin de journée solaire au cours des jours 3 et 4, car des débits de charge élevés ont entraîné une augmentation rapide de la température en bas de cuve au cours de la journée. La charge de la cuve avec une température basse, en fin de journée, a perpétué cette augmentation de la température du bas de cuve par l'homogénéisation des températures de la cuve et ce, jusqu'à ce que la température T_{sol} soit inférieure à $T_{s(10)}$ et que la puissance chargée soit négative. Cela arrive également au cours du jour 5 car la température moyenne dans le CS est très basse ce qui entraîne une forte homogénéisation des températures dans la cuve : la charge du stockage est négative et elle complète la (vraie) décharge et permet de satisfaire la demande.

Le tableau IV.5 compare les résultats obtenus avec l'optimisation dynamique et le contrôle standard. L'énergie captée par le CS, E_{HX1} , est la même dans les deux cas. A débit max, l'efficacité du CS est généralement meilleure car cela permet de fonctionner à basse température. En

	E_{HX1} (MWh)	E_{HX2} (MWh)	$E_{stock}(t_f)$ (MWh)	E_{elec} (kWh)	ϕ_{Tmax}	FO (€)
Contrôle standard	38.20	29.90	6.22	712	0	830.49
Optimisation dynamique	38.20	30.05	6.30	138	0.05	881.91
Gains	-	+ 0.5%	+1.3%	-80.6%	-	+6.2%

TABLE IV.5 – Comparaison des résultats entre optimisation dynamique et contrôle standard

effet, la quantité d'énergie captée sur les jours 1 et 3 est plus grande avec le contrôle standard (+2.4% et +3.3%). Cependant, pour le jour 4, en contrôle standard, la température moyenne dans le CS augmente et, même en étant à débit max, l'efficacité du CS diminue (-0.8%). Enfin, au cours du jour 5, l'optimisation dynamique permet de capter 40% d'énergie en plus. En réalisant la somme, il se trouve que, dans notre cas d'étude, le bilan d'énergie captée est équilibré entre l'optimisation dynamique et le contrôle standard. La principale différence entre les deux techniques qui ressort de ce tableau est la consommation d'électricité par les pompes de la CST. Cela se répercute sur les bénéfices réalisés : l'optimisation a permis d'augmenter les bénéfices de 6.2% dans ce cas.

IV.3.3 Travaux complémentaires

Des travaux complémentaires nous ont permis d'évaluer l'influence de deux paramètres : le coefficient ω et le tarif d'électricité. Ce sont deux paramètres qui interviennent dans la fonction objectif et qui peuvent donc avoir une influence importante sur les résultats d'optimisation.

Cas d'étude

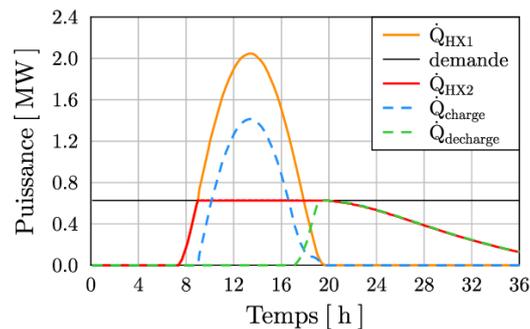


FIGURE IV.29 – Autre cas : Bilan des puissances dans la centrale

Le cas d'étude que nous considérons ici est celui qui a mené à nos premiers résultats d'optimisation. C'est pourquoi il est différent du cas général défini précédemment. Nous considérons un horizon de temps de 36 heures composé d'une journée ensoleillée suivie d'une période de décharge du stockage. Le CS est constitué de 15 boucles et 12 capteurs par boucle. La surface totale du CS est de 2873 m² (comme précédemment). Le volume de stockage est de 1000 m³. La courbe de charge est constante égale à 0.63 MW entre 55°C et 65°C. Une définition plus détaillée de ce cas particulier est disponible en Annexe B. La formulation du problème d'optimi-

sation est identique à celle du cas général. Les résultats d'optimisation de ce cas d'étude ont fait l'objet d'une publication dans le journal *Solar Energy* [164]. Ces résultats sont également disponibles en Annexe B. Nous illustrons toutefois ce cas d'étude avec le bilan des puissances dans la centrale, figure IV.29, obtenu après optimisation avec $\omega = 0.9$, PrixChaleur=25€/MWh_{th} et PrixElec=65€/MWh_e.

Analyse de sensibilité : coefficient ω

Une analyse de sensibilité a été réalisée pour déterminer l'influence du paramètre ω sur les résultats d'optimisation. Comme on peut le voir dans l'équation (IV.16), ce paramètre joue un rôle majeur dans le calcul de la fonction objectif si le problème est résolu sur un horizon de temps court. On peut le définir comme un poids donné à la quantité finale d'énergie stockée. Nous avons étudié un intervalle de valeurs comprises entre 0 et 1 car la quantité d'énergie fournie au consommateur doit rester le terme prioritaire de la fonction objectif devant cette quantité finale d'énergie stockée. La figure IV.30 illustre les résultats d'optimisation obtenus pour différentes valeurs de ω ainsi que pour deux valeurs du tarif d'électricité.

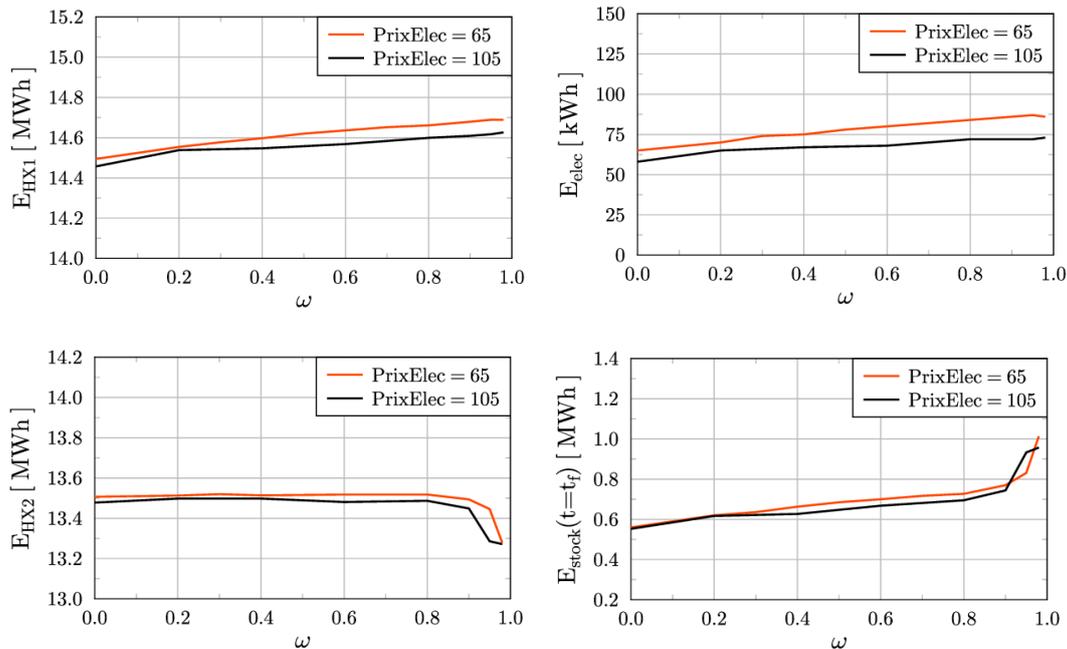


FIGURE IV.30 – Influence de ω sur les résultats d'optimisation

Pour $0 \leq \omega \leq 0.8$, une augmentation de ω entraîne une augmentation de la quantité finale d'énergie stockée. En effet, lorsque ω croît, la valeur de l'énergie stockée en $t = t_f$ grandit. Or, l'énergie à fournir au consommateur est limitée par la courbe de charge constante et par la température en tête de cuve (dans le cas de la décharge finale). Donc, l'augmentation de $E_{stock}(t = t_f)$ vient d'une augmentation de la quantité d'énergie captée par le CS E_{HX1} . Celui-ci étant plus efficace à basses températures, l'énergie supplémentaire est captée avec des débits massiques plus grands, d'où une consommation d'électricité plus élevée.

Lorsque $\omega > 0.8$, la quantité d'énergie fournie au consommateur diminue tandis que celle qui est stockée à l'instant final s'accroît. Comme précédemment, la valeur de la quantité

finale d'énergie stockée augmente avec ω . Donc, le comportement optimal devient petit à petit de stocker l'énergie plutôt que de la fournir au consommateur à cause du coût électrique supplémentaire nécessaire pour la distribution du débit entre le stockage et la livraison. Le problème, dans une installation réelle, est que si l'énergie est stockée au lieu d'être livrée, un pourcentage de cette énergie stockée est perdue via des pertes thermiques avec l'environnement. Pour palier ce problème, la valeur de $E_{stock}(t = t_f)$ doit donc être dépréciée proportionnellement à ce que ces pertes thermiques représentent. Dans notre cas, une valeur de ω entre 0.8 et 0.9 permet une livraison d'énergie stable et une captation d'énergie maximale. En été, le rendement d'une grande cuve de stockage étant typiquement de 0.9 (entre énergie chargée et déchargée), le choix de de cette valeur de ω est cohérente.

Enfin, certains paramètres comme le tarif d'électricité font varier cette valeur optimale de ω . En effet, comme le montre la figure IV.30, une augmentation du coût de l'électricité aura tendance à faire diminuer cette valeur de ω car le coût de distribution du débit du stockage à la livraison augmentera.

Analyse de sensibilité : tarif d'électricité

De même que pour ω , nous avons analysé l'influence du tarif d'électricité sur les résultats d'optimisation en prenant $\omega = 0.9$. Dans la pratique, une grande augmentation de ce tarif d'électricité impacterait le prix de la chaleur solaire proposé par NEWHEAT. C'est pourquoi nous avons choisi une plage d'étude restreinte, entre 45 et 105 €/MWh_e. Sur la durée d'un projet de CST, les prix de chaleur et d'électricité sont amenés à varier. Cependant, sur l'horizon de temps court que nous considérons dans ce chapitre, on peut les considérer constants. La figure IV.31 illustre les résultats obtenus.

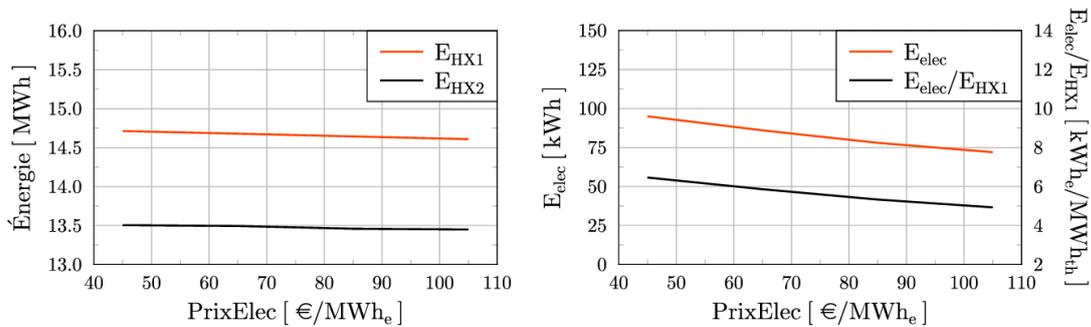


FIGURE IV.31 – Influence du tarif d'électricité sur les résultats d'optimisation

On constate que, lorsque le tarif d'électricité augmente, la production et la livraison d'énergie sont relativement stables bien qu'en très légère baisse tandis que la consommation d'électricité pour le fonctionnement de la centrale connaît une baisse allant jusqu'à 25%. Ainsi, on passe d'un ratio d'environ 6.5 kWh électriques consommés par MWh_{th} produits pour un tarif d'électricité de 45 €/MWh_e à un ratio de 5 kWh_e/MWh_{th} pour un tarif de 105 €/MWh_e. De ce fait, sur cet horizon de temps, lorsque le tarif d'électricité est élevé, il est préférable de fonctionner avec des débits plus faibles et donc à des températures plus élevées. Cela signifie que le gain en énergie captée avec des débits qui seraient plus élevés (et donc à basses températures, d'où une meilleure efficacité du CS) ne compense pas la perte économique liée

au coût de fonctionnement des pompes. Cette conclusion est valable pour ce cas d'étude mais des analyses plus étendues (horizon de temps plus grand, météo et demande variables, etc) seraient nécessaires pour être généralisée.

Dans cette partie, nous avons réalisé l'optimisation dynamique du fonctionnement de notre CST avec un CS orienté face au Sud et avec un angle d'inclinaison fixe. Une étude a permis de quantifier le gain réalisé par l'optimisation dynamique par rapport à l'utilisation d'une stratégie de contrôle standard. Enfin, l'influence de deux paramètres sur les résultats d'optimisation a été analysée. La partie suivante considère le même problème général d'optimisation mais, cette fois, avec un CS utilisant un système de tracking solaire 1 axe permettant de maximiser la captation d'énergie au cours de la journée.

IV.4 Cas d'étude 2 : Tracking solaire standard maximisant la captation

Cette section présente les résultats obtenus dans le cas 2 pour lequel le champ solaire utilise un tracker solaire 1 axe. Comme défini précédemment, les capteurs sont face à l'Est le matin, en rotation autour de l'axe Nord-Sud au cours de la journée pour finir face à l'Ouest le soir. Connaissant l'azimut solaire a_z et l'élévation solaire h_s , l'angle d'inclinaison β des capteurs est paramétré par les équations (IV.5) à (IV.7), avec un débattement maximal $\beta_{max} = 45^\circ$, de façon à minimiser l'angle d'incidence θ des rayons solaires sur les capteurs et ainsi maximiser la captation d'énergie. L'angle d'inclinaison β n'est donc pas une variable d'optimisation.

La figure IV.32 illustre l'évolution de β et de θ au cours du temps. Lorsque $\beta > 0$, les capteurs regardent vers l'Est. Lorsque $\beta < 0$, les capteurs regardent vers l'Ouest. Au midi solaire i.e. lorsque l'élévation solaire journalière est maximale, l'angle d'inclinaison vaut zéro : comme le Soleil, les capteurs sont en transition entre l'Est et l'Ouest, et sont face au ciel. On peut remarquer qu'il existe deux moments pour lesquels l'angle d'incidence est minimal. Ils sont disposés symétriquement par rapport au midi solaire. Comme le système de tracking permet de minimiser l'angle d'incidence au cours de la journée, il faut s'attendre, dans le cas de ces jours estivaux, à une augmentation de l'énergie captée par le CS. Les résultats d'optimisation sont présentés dans ce qui suit.

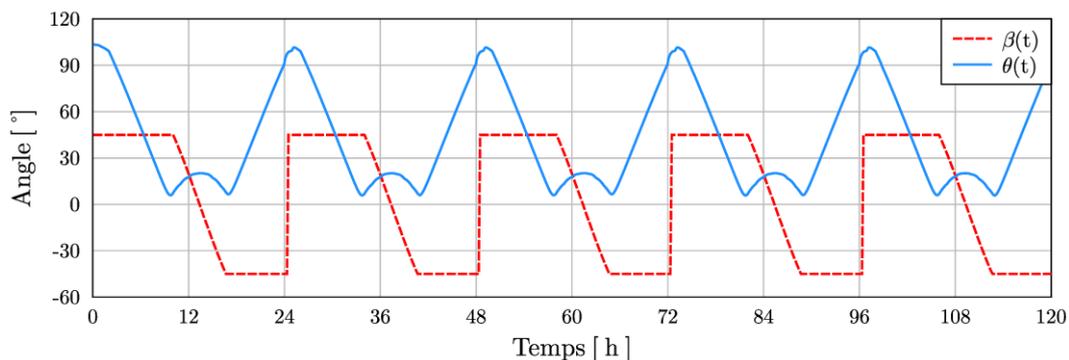


FIGURE IV.32 – Cas 2 : Evolution des angles d'inclinaison et d'incidence au cours du temps

Les figures IV.33 et IV.34 présentent l'évolution des débits et températures dans le CS. Au cours du jour 1, on remarque que le débit \dot{m}_{cs} est assez faible ce qui entraîne des températures élevées dans le CS. Ce comportement nous paraît pas sous-optimal dans la mesure où l'énergie supplémentaire qui aurait été captée à des températures légèrement plus basses par des débits plus élevés (meilleur efficacité du CS) aurait pu être déchargée au cours du jour 2 (pour lequel l'irradiation solaire est très faible) et aurait évité des pertes thermiques au stockage. Un argument peut, de nouveau, être que la consommation d'électricité supplémentaire ne compense pas le gain d'énergie. Nos présomptions pourront être testées en comparant ces résultats avec ceux du cas 3.

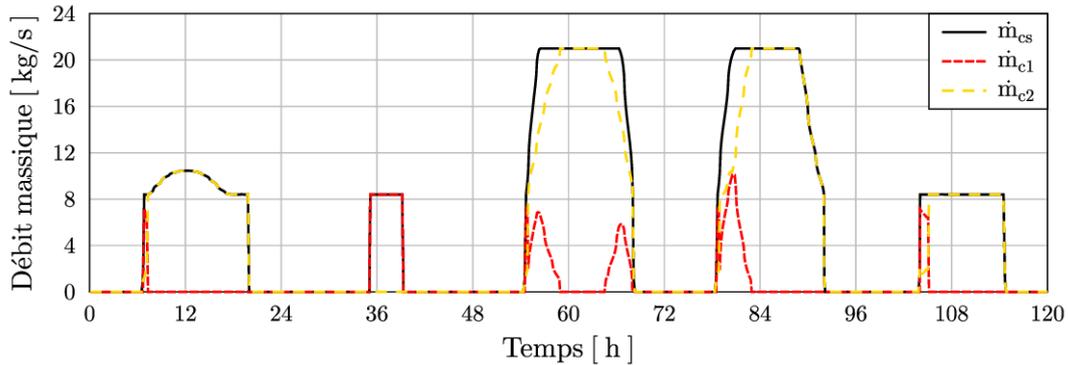


FIGURE IV.33 – Cas 2 : Débits massiques dans le circuit primaire

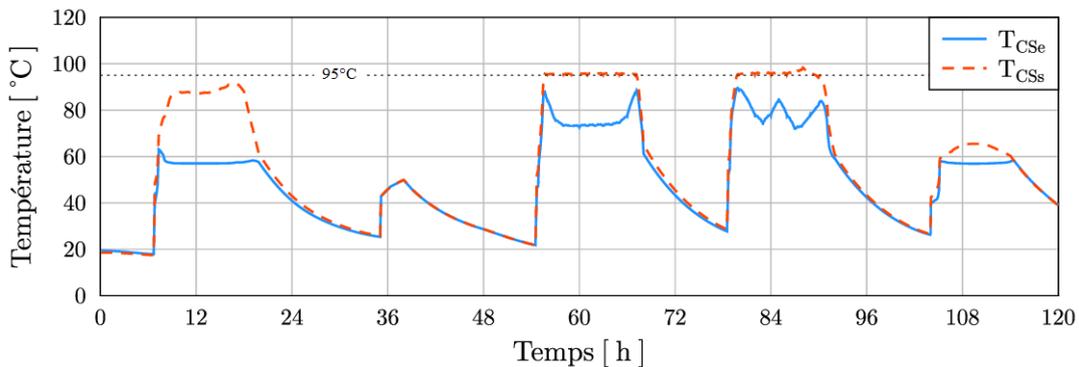


FIGURE IV.34 – Cas 2 : Températures en entrée et sortie du champ solaire

Lors des jours 3 et 4, on constate que la température en sortie de CS dépasse les 95°C à certains moments, notamment lors du jour 4 ($T_{CSs}(t = 88\text{h}) = 98.3^{\circ}\text{C}$). Comme ces dépassements pénalisent fortement la fonction objectif via le terme ϕ_{Tmax} , les débits sont ajustés de façon à les minimiser tout en captant et fournissant un maximum d'énergie au consommateur. La demande du consommateur étant faible (par rapport au dimensionnement du CS), la période nocturne entre les jours 3 et 4 ne permet pas une décharge complète de la cuve comme on le voit sur la figure IV.38. Cela nous indique que, dès le jour 3, le fonctionnement de la CST doit être adapté de façon à éviter les surchauffes et maximiser les bénéfices.

Trois comportements sont observés pour, d'une part, éviter de dépasser les 95°C en sortie de CS et, d'autre part, éviter que la température en bas de cuve ne soit trop élevée à la fin du jour 3 (ce qui entrainerait potentiellement une surchauffe pénalisée dès le début du

jour 4). Premièrement, au cours des jours 3 et 4, le débit \dot{m}_{cs} est à sa borne maximale, permettant ainsi de minimiser la montée en température entre l'entrée et la sortie du CS. Deuxièmement, on observe, sur la figure IV.33, que le débit \dot{m}_{e1} est utilisée plus longtemps que lors d'un fonctionnement classique. Cela permet de maintenir une température élevée dans le CS, d'en dégrader l'efficacité et de diminuer l'énergie captée (puis stockée). Enfin, le fonctionnement à l'échangeur HX1, figures IV.35 et IV.36, fait le lien entre le circuit primaire et le stockage. Comme on a $(\dot{m}_{e2}C_{p,g}) > (\dot{m}_sC_p)$, le pincement grandit du côté des bornes froides de l'échangeur, d'où une température T_{cs1} , retournant vers le CS, assez élevée. Cela dégrade l'efficacité du CS, permet de produire suffisamment d'énergie pour satisfaire la demande et d'en stocker le moins possible. En effet, avec un débit \dot{m}_s plus élevé, le débit de charge \dot{m}_{s1} aurait également été plus grand (car la courbe de charge limite la fourniture d'énergie) ce qui aurait entraîné une charge quasi complète de la cuve au cours du jour 3, comme cela se passe à l'heure 88, figure IV.38. La période de décharge entre les jours 3 et 4 étant courte, la charge du stockage au cours du jour 4 aurait renvoyé un courant chaud vers l'échangeur HX1, ce qui aurait entraîné une surchauffe pénalisée encore plus grande dans le CS. Cela a donc été évité.

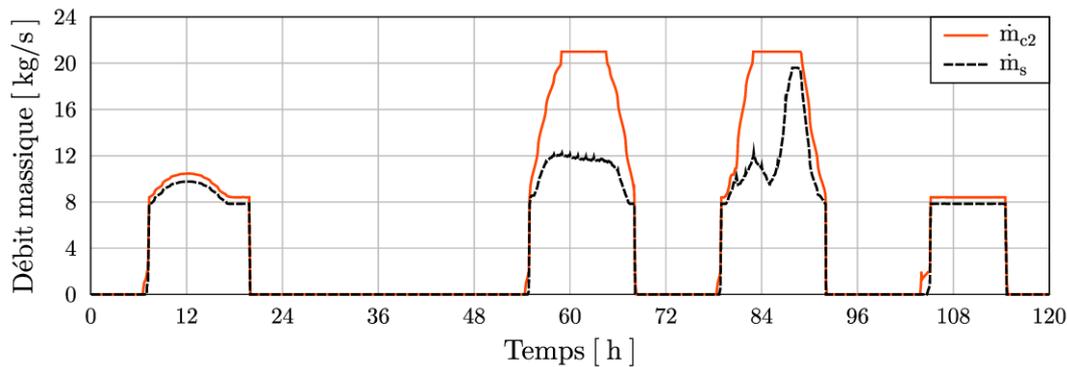


FIGURE IV.35 – Cas 2 : Débits massiques dans l'échangeur HX1

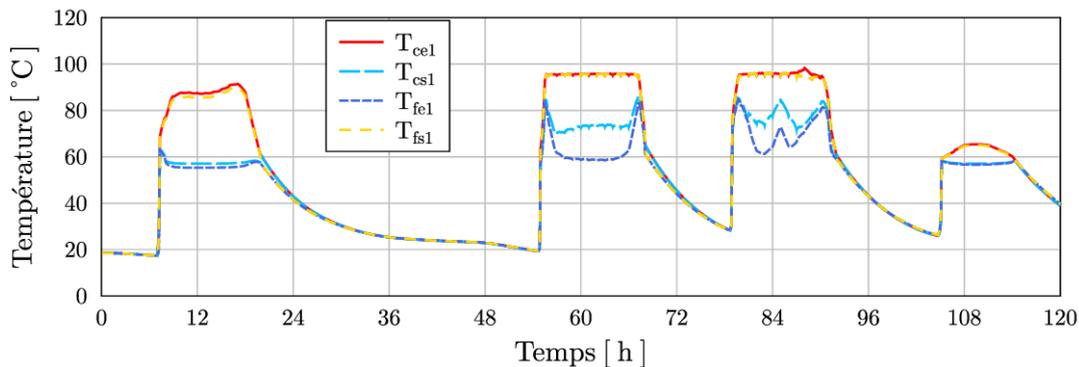


FIGURE IV.36 – Cas 2 : Températures aux bornes de l'échangeur HX1

Enfin, à l'heure 88 correspondant à la fin du jour 4, le débit \dot{m}_s est plus élevé de façon à charger complètement le stockage et anticiper la fin de l'horizon de temps pour lequel une décharge continue est nécessaire pour satisfaire 100% de la demande, entraînant au passage une faible surchauffe dans le CS. L'optimisation des débits massiques dans le CS, à l'échangeur HX1 et au stockage a donc permis d'anticiper les surchauffes du jour 4 en ajustant le fonctionnement de la CST dès le jour 3 et d'anticiper la faible ressource solaire en fin d'horizon de temps en

chargeant grandement le stockage à la fin du jour 4.

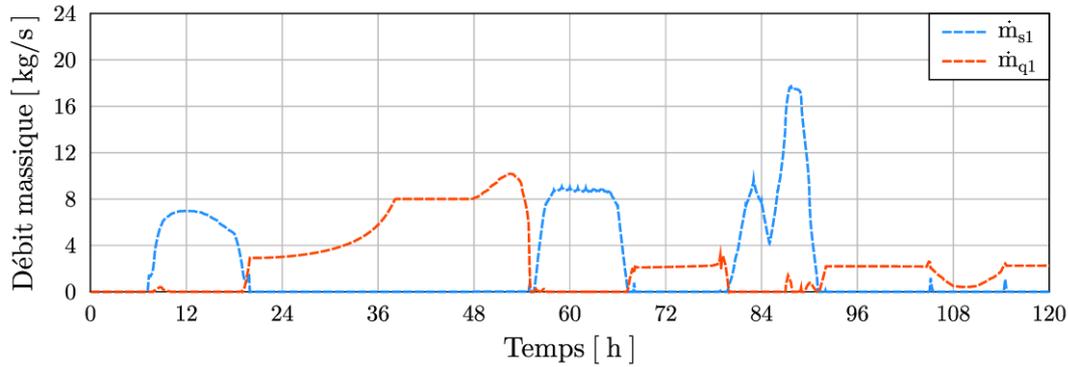


FIGURE IV.37 – Cas 2 : Débits de charge et de décharge du stockage

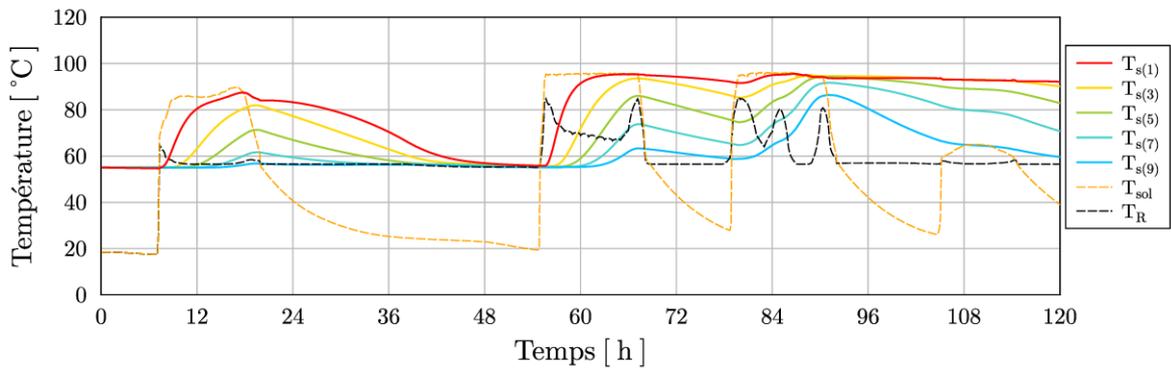


FIGURE IV.38 – Cas 2 : Températures dans la cuve, température de charge et de retour

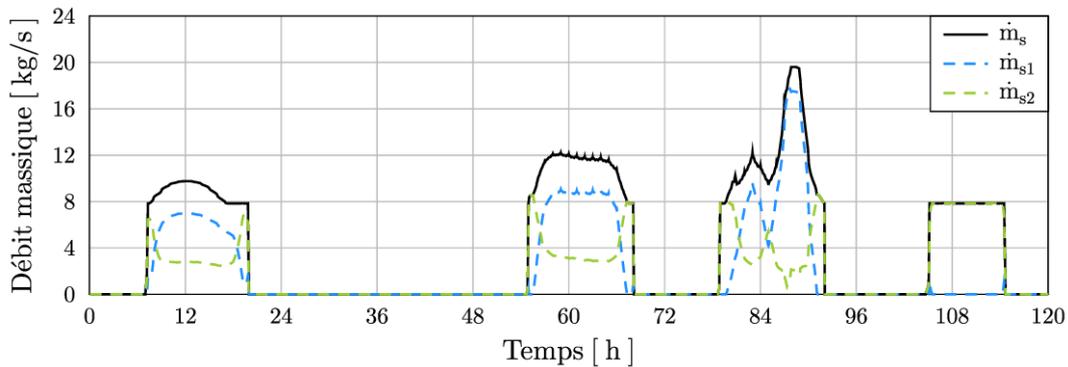


FIGURE IV.39 – Cas 2 : Bilan massique dans le circuit secondaire (1)

Les figures IV.39 à IV.42 illustrent les bilans massiques et l'évolution des températures du circuit secondaire. De nouveau, les débits sont peu élevés car la courbe de charge est faible. Cela impose, la plupart du temps, que le débit de charge \dot{m}_{s1} est plus grand que le débit \dot{m}_{s2} by-passant le stockage pour fournir de l'énergie. De plus, on remarque de nouveau l'utilisation récurrente de la vanne de mélange (\dot{m}_{b1} , T_{q4}) à la jonction J_4 permettant de diminuer la température de fourniture T_{q5} car, dans ce cas, les températures dans le champ solaire et dans le stockage sont bien plus élevées que la température demandée au process.

La fourniture d'énergie au consommateur et en particulier le respect de la température

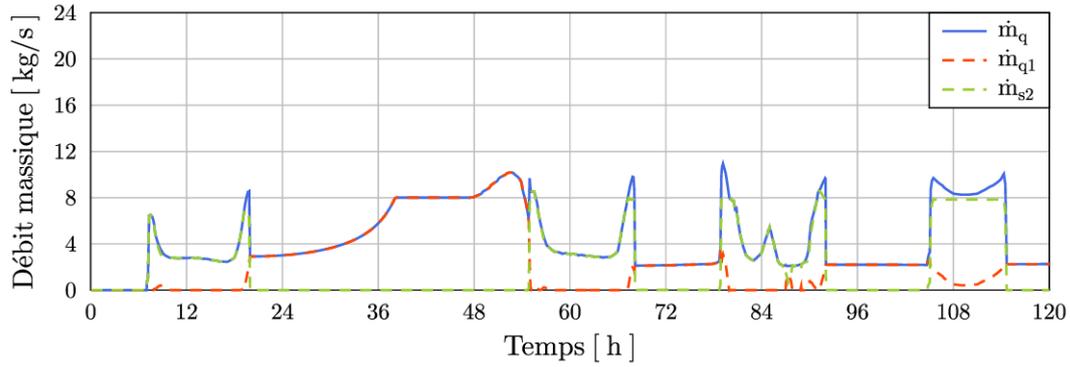


FIGURE IV.40 – Cas 2 : Bilan massique dans le circuit secondaire (2)

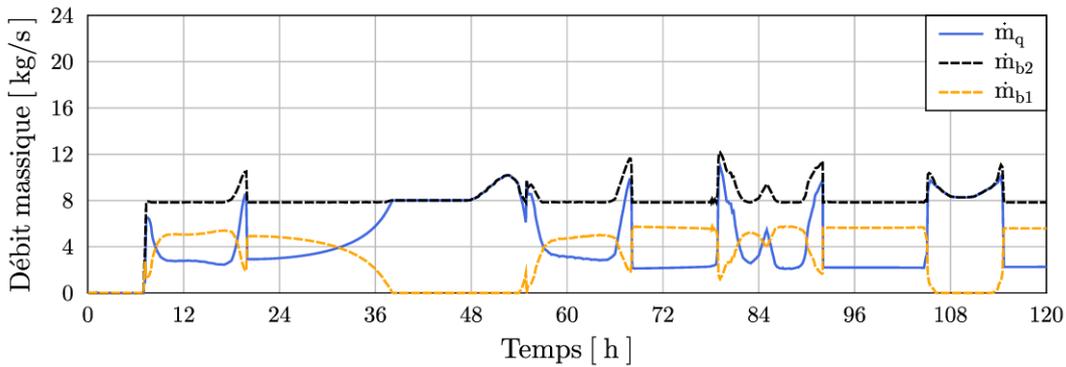


FIGURE IV.41 – Cas 2 : Bilan massique dans le circuit secondaire (3)

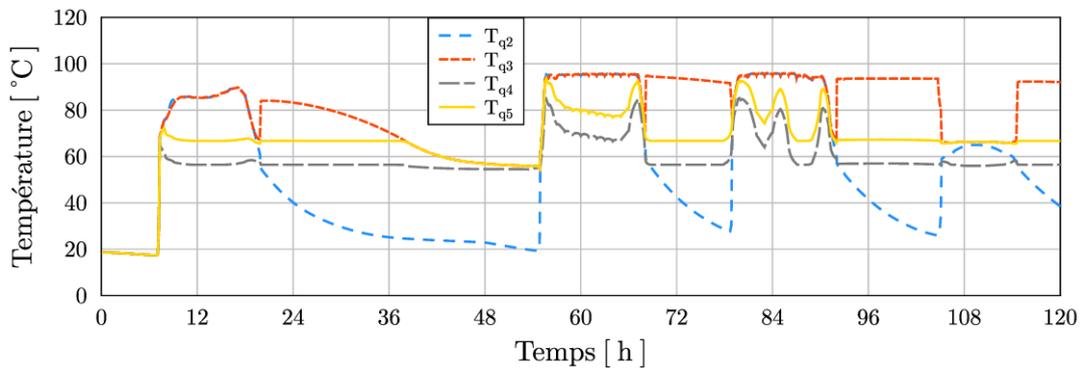


FIGURE IV.42 – Cas 2 : Températures d'intérêt avant livraison d'énergie

cible peut être réalisée de trois façons. Soit, comme dans le cas 1, on calcule le débit \dot{m}_{b1} exact permettant d'obtenir, grâce à la vanne de mélange du circuit secondaire, une température T_{q5} adaptée à la demande. Soit on fait en sorte d'avoir $(\dot{m}_{b2}C_p) < (\dot{m}_{p2}C_p)$ afin que le pincement augmente aux bornes chaudes de l'échangeur ($T_{ce2} - T_{fs2}$). Soit on détermine le débit \dot{m}_{p1} exact permettant de refroidir, à la jonction J_5 côté consommateur, le courant \dot{m}_{p2} qui traverse l'échangeur et d'obtenir une température T_{ps} inférieure ou égale à la température cible. La seconde possibilité est, dans ce cas d'étude, impossible car la borne minimale du débit \dot{m}_{b2} est proche de la borne maximale du débit \dot{m}_{p2} . Par ailleurs, la première possibilité est en général à privilégier car elle maximise le transfert thermique dans l'échangeur HX2 et permet le retour d'une température froide vers le stockage. Lors des jours 1, 2 et 5, la température T_{q5} est ainsi ramenée au niveau de la température demandée par cette vanne de mélange à la

jonction J_4 et, comme le montre les figures IV.43 et IV.44, le transfert s'effectue à égalité des débits calorifiques. Pour les jours 3 et 4, c'est l'utilisation combinée des vannes de mélange aux jonctions J_4 et J_5 qui est nécessaire.

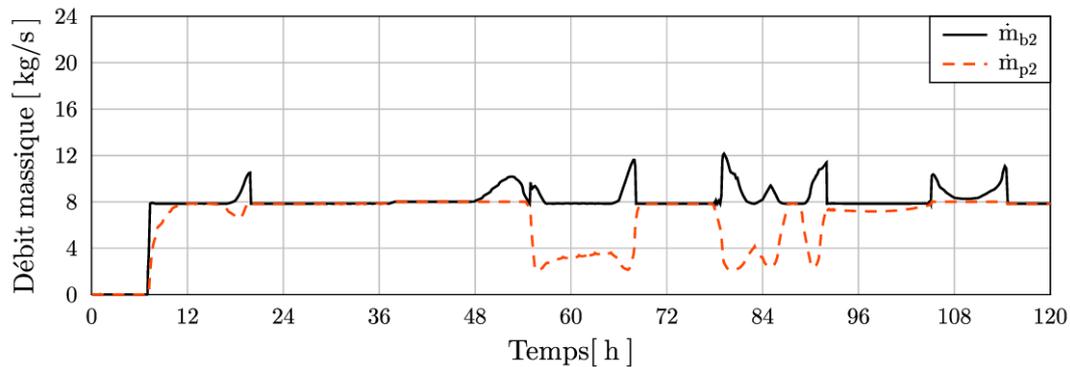


FIGURE IV.43 – Cas 2 : Débits massiques dans l'échangeur HX2

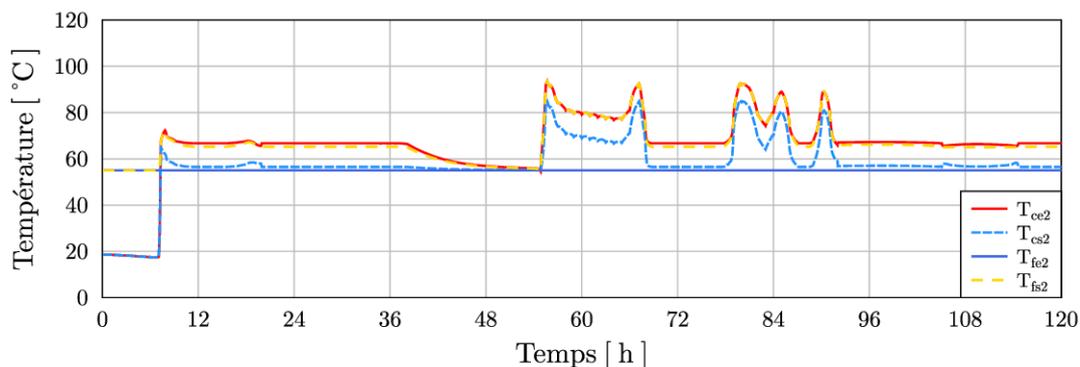


FIGURE IV.44 – Cas 2 : Températures aux bornes de l'échangeur HX2

On observe, sur les figures IV.45 et IV.46, la répartition des débits côté consommateur qui permet de respecter la température maximale demandée, mais également de l'atteindre, préchauffant ainsi au maximum le courant du consommateur. La figure IV.47 illustre la gestion globale de l'énergie au sein de la CST. On observe une gestion similaire de l'énergie comparée avec le cas 1. Cependant, comme on a pu le voir, elle a été plus délicate. En effet, comme le montre le tableau IV.6, l'utilisation d'un tracker solaire 1 axe a permis d'augmenter la quantité d'énergie captée par le CS, E_{HX1} , sur cette période estivale. Cependant, dans une situation particulière pour laquelle les jours ensoleillés s'enchaînent et la demande en chaleur est faible, des surchauffes peuvent vite apparaître. Sans la possibilité de défocaliser les capteurs (ne plus suivre la course du Soleil), l'optimisation dynamique a permis de trouver un profil temporel des débits massiques pour le moins contre-intuitif, évitant ainsi les surchauffes et maximisant la fonction objectif.

Le tableau IV.6 chiffre les résultats de cette optimisation et les compare au cas de l'optimisation précédente. L'utilisation d'un tracker solaire 1 axe a effectivement permis d'augmenter la quantité d'énergie captée par le CS sur cette période estivale (+28.3%) par rapport à un CS d'inclinaison fixe et face au Sud. Les gains énergétiques liés à l'utilisation d'un tel système sont effectivement importants en été mais il faut savoir qu'ils le sont moins en hiver (car l'élévation du Soleil est plus faible). C'est pourquoi une étude technico-économique doit en général être ef-

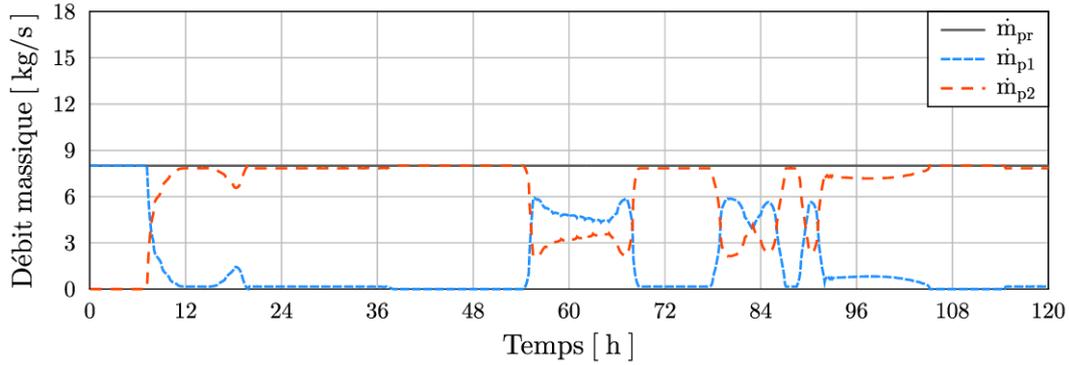


FIGURE IV.45 – Cas 2 : Débits massiques côté consommateur

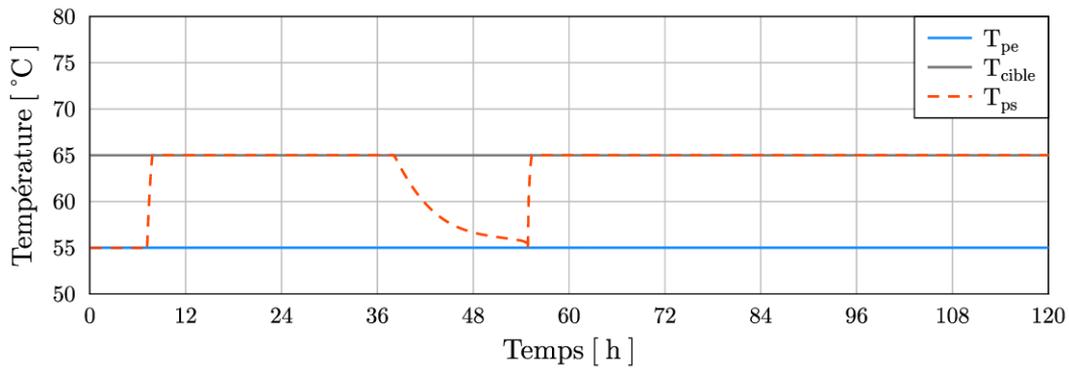


FIGURE IV.46 – Cas 2 : Températures côté consommateur

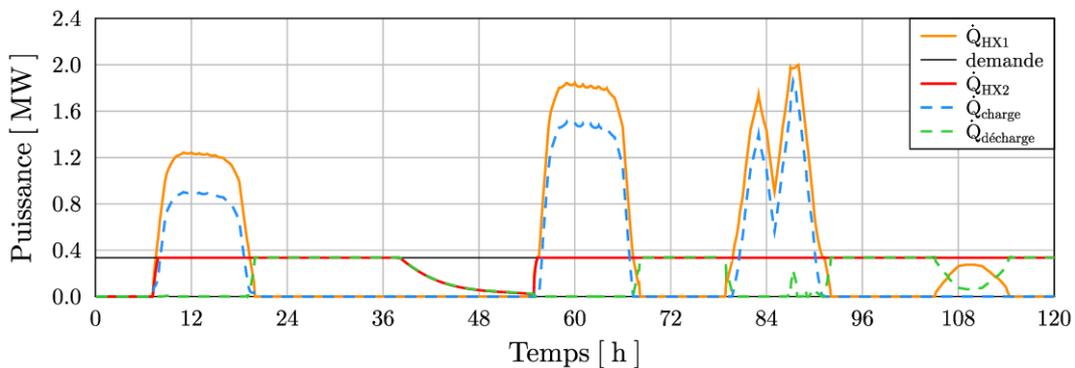


FIGURE IV.47 – Cas 2 : Bilan des puissances dans la centrale

	E_{HX1} (MWh)	E_{HX2} (MWh)	$E_{stock}(t_f)$ (MWh)	E_{elec} (kWh)	ϕ_{Tmax}	FO (€)
Cas 1	38.20	30.05	6.30	138	0.05	881.91
Cas 2	49.02	33.70	12.80	346	75.62	1027.20

TABLE IV.6 – Comparaison des résultats entre les cas 1 (tilté) et 2 (tracking max. standard)

fectuée afin de savoir si les gains énergétiques annuels compensent le coût à l'achat du système de tracking. Dans notre cas, ce gain énergétique a entraîné, d'une part, une plus grande fourniture d'énergie au consommateur (+12.1%) (notamment lors de la décharge du jour 2), et d'autre part, une plus grande quantité d'énergie stockée à la fin de l'horizon de temps. Tou-

tefois, face à une ressource solaire importante et une demande en chaleur faible, la centrale a vu de légères surchauffes apparaître, pénalisant ainsi la fonction objectif FO avec le terme ϕ_{Tmax} . L'optimisation des débits a permis d'éviter de plus grandes surchauffes, compensant ainsi l'augmentation de la consommation d'électricité liée à cette situation particulière. Globalement, l'utilisation du tracker solaire (en fonctionnement standard de captation maximale d'énergie) a augmenté les bénéfices de 16.5% sur ce cas d'étude.

Dans cette partie, nous avons réalisé l'optimisation dynamique d'une CST utilisant un tracker solaire 1 axe suivant la course du Soleil et maximisant ainsi la captation d'énergie. Nous avons pu observer l'avantage et les limites de ce système en période estivale, notamment concernant le traitement des surchauffes dans le champ solaire. Au cours des dernières années, NEWHEAT s'est intéressée aux techniques de détracking et de modulation de puissance permettant, en période de fort ensoleillement et/ou de faible demande, de stopper le suivi de la course du Soleil et éventuellement de calculer l'inclinaison dynamique du CS permettant de capter une puissance solaire précise. Dans la partie suivante, nous étudions cette possibilité : l'angle d'inclinaison β des capteurs du CS devient ainsi une variable d'optimisation. On peut penser que ce nouveau degré de liberté permettra d'éviter totalement les surchauffes dans le CS. Théoriquement, avec une variable d'optimisation en plus, le résultat de la fonction objectif ne peut être que meilleur.

IV.5 Cas d'étude 3 : Angle d'inclinaison β optimisé

Cette section présente les résultats obtenus dans le cas 3 pour lequel le champ solaire utilise un tracker solaire 1 axe mais dont l'angle d'inclinaison β est une variable d'optimisation. En fonctionnement standard (cas 2), l'utilisation de ce type de tracker maximise déjà la captation d'énergie. Cependant, dans des périodes de fort ensoleillement et de faible demande en chaleur, des surchauffes peuvent apparaître. On a vu dans le cas précédent, que l'optimisation des débits massiques a permis d'éviter une grande partie de ces surchauffes. En utilisant l'angle d'inclinaison des capteurs comme un degré de liberté supplémentaire, la centrale pourra potentiellement éviter de suivre la course du Soleil et ainsi ménager son fonctionnement hydraulique.

La valeur de l'angle d'inclinaison est bornée par le débattement maximal β_{max} , équation (IV.8). La vitesse de rotation des capteurs est également limitée à une valeur maximale de $6^\circ/\text{min}$, équation (IV.9), valeur issue des systèmes réels de tracking mis en place sur la CST de Condat-sur-Vézère. Enfin, nous avons imposé une dernière contrainte : comme l'irradiation solaire du jour 2 ne permet pas la production de chaleur dans le circuit primaire, nous avons imposé un angle d'inclinaison $\beta = 0^\circ$. Il correspond, d'une part, à un profil minimisant la consommation électrique du tracker (parmi une infinité de profils équivalents), et d'autre part, à une position de sécurité permettant de diminuer la résistance au vent du champ solaire. Les résultats d'optimisation sont présentés dans ce qui suit.

La figure IV.48 illustre l'évolution de l'angle d'inclinaison des capteurs au cours du temps ainsi que l'angle d'incidence résultant. On observe qu'au cours des jours 1, 3 et 5, l'inclinaison β des capteurs suit la trajectoire standard (cas 2) permettant de maximiser la captation d'énergie. Elle dévie de cette trajectoire au cours du jour 4, entre les heures 85 et 90, lors du deuxième

pic d'irradiation de ce jour. Alors que le Soleil continue son chemin vers l'Ouest (dans un référentiel géocentrique bien sûr), au moment du midi solaire, les capteurs se réorientent vers l'Est de façon à augmenter l'angle d'incidence θ des rayons solaires sur leur surface et ainsi diminuer la puissance captée et potentiellement éviter une surchauffe. Puis, la rotation des capteurs reprend la direction de l'Ouest en conservant un retard de 2 heures minimum sur la trajectoire de captation d'énergie maximale.

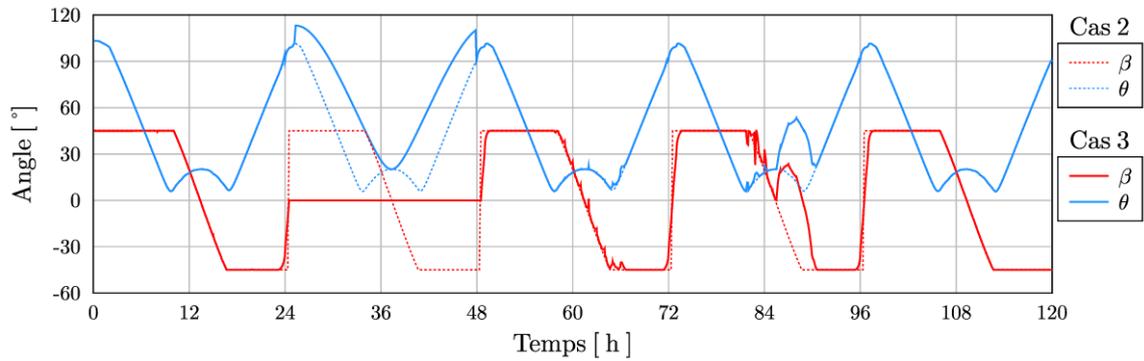


FIGURE IV.48 – Cas 3 : Evolution des angles d'inclinaison et d'incidence au cours du temps

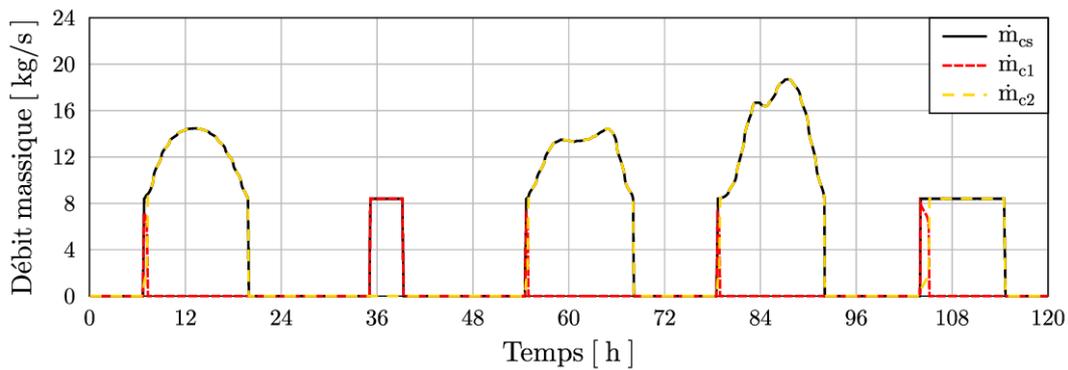


FIGURE IV.49 – Cas 3 : Débits massiques dans le circuit primaire

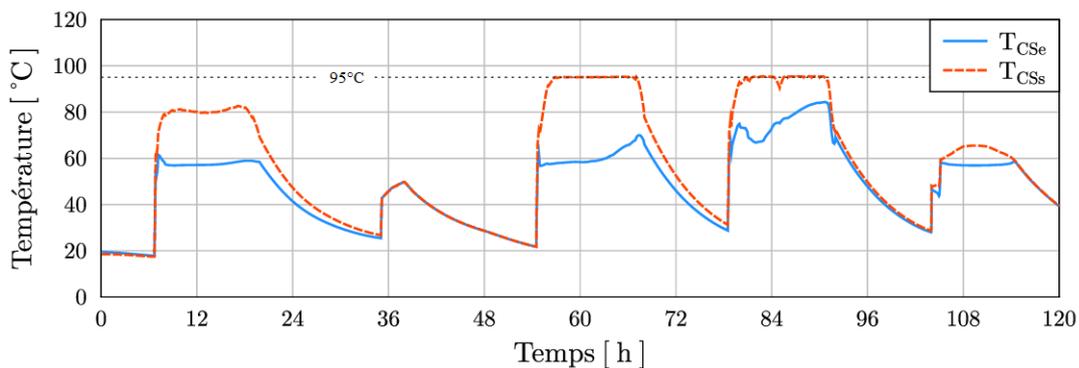


FIGURE IV.50 – Cas 3 : Températures en entrée et en sortie de champ solaire

Les figures IV.49 et IV.50 illustrent l'évolution des débits et températures dans le circuit primaire. Au cours du jour 1, le débit \dot{m}_{cs} suit, comme dans le cas 1 et contrairement au cas 2, la courbe en cloche de l'irradiation solaire sans atteindre sa borne supérieure ($21 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$). Cela confirme, d'une part, que ce type d'évolution est pertinent d'un point de vue technico-

économique car mettant en relation l'énergie captée et l'électricité consommée, et d'autre part, que le comportement de la CST dans le cas 2 était sous-optimal. En effet, comme le stockage revient à son état initial à la fin du jour 2 après une longue décharge dans les 2 cas (figure IV.55), l'énergie captée au cours du jour 1 aurait dû être équivalente. Or, le tableau IV.7 indique un gain de 7.9% en énergie captée au cours du jour 1 pour le cas 3 par rapport au cas 2. On peut supposer que l'initialisation du cas 2 n'était suffisamment bonne et/ou que les pénalisations n'étaient pas bien ajustées.

Au cours du jour 3, on observe sur la figure IV.34 que la température T_{CS_e} en entrée du CS est basse et que la température T_{CS_s} en sortie du CS est juste au niveau des 95°C évitant ainsi la pénalisation de la fonction objectif. L'angle d'inclinaison β étant en position de captation maximale d'énergie, on en déduit que le débit \dot{m}_{cs} prend la valeur la plus faible (minimisant ainsi la consommation d'électricité) permettant d'éviter la surchauffe. A priori, un débit plus élevé aurait permis d'augmenter la quantité d'énergie captée. Cependant, ce comportement ne dessert pas un intérêt technico-économique ici et n'a lieu d'être appliqué que pour le jour 1. En effet, les quantités d'énergie captées au cours des jours 3 et 4 suffisent pour satisfaire 100% de la demande jusqu'à la fin de l'horizon de temps. L'objectif suivant est alors de maximiser la quantité d'énergie finale stockée ce qui peut être réalisée par une charge complète du stockage à la fin du jour 4 comme on l'a vu précédemment. Donc, une production maximale d'énergie au cours du jour 3 n'est pas foncièrement utile et le comportement optimal est donc de minimiser la consommation d'électricité au cours de cette journée.

La décharge entre les jours 3 et 4, visible sur la figure IV.55, ne permettant pas de vider complètement le stockage, la température en entrée de CS augmente au cours du jour 4. De plus, le fait de ne plus suivre strictement la position du Soleil sur la deuxième partie du jour 4 en défocalisant les FPC par rapport à la trajectoire standard permet, d'une part, d'éviter une surchauffe et, d'autre part, de diminuer la consommation d'électricité en ajustant la valeur du débit \dot{m}_{cs} . Enfin, lors du jour 5, le débit \dot{m}_{cs} est à son minimum et l'angle β est en position de captation maximal d'énergie. En effet, dans ce cas, l'irradiation solaire étant faible, cela permet d'obtenir une température en sortie de CS la plus haute possible. Cependant, elle reste relativement faible et une décharge du stockage sera nécessaire, comme dans les cas précédents, pour satisfaire la demande à 100%.

E_{HX1} (MWh)	Jour 1	Jour 2	Jour 3	Jour 4	Jour 5	Total
Cas 2	13.05	0	19.11	14.88	1.98	49.02
Cas 3	14.08	0	21.40	13.07	1.96	50.51

TABLE IV.7 – Comparaison des énergies captées entre les cas 2 et 3

Le tableau IV.7 compare les quantités d'énergie captée au cours des jours 1 à 5 dans les cas 2 et 3. Sur le jour 1, nous avons vu que le cas 2 est sous-optimal, sans quoi les énergies captées auraient été équivalentes. Sur le jour 3, le cas 2 devait anticiper la surchauffe du jour 4. C'est pourquoi l'énergie captée est plus faible. Sur le jour 4, l'énergie captée est plus faible dans le cas 3 car il y a défocalisation des FPC pour éviter la surchauffe. Enfin, sur le jour 5, les énergies captées sont équivalentes. L'utilisation de β en tant que variable d'optimisation a

donc permis un léger gain d'énergie en diminuant la température moyenne dans le CS. Cela aura permis de ne pas anticiper la surchauffe du jour 4 en adaptant le fonctionnement de la CST dès le jour 3, comme dans le cas 2, ce qui a notamment amélioré l'efficacité du CS.

Sur les figures IV.51 et IV.52, on observe que les débits à l'échangeur HX1 sont proches pour une grande partie du temps et permettent donc de maximiser le transfert thermique. Ainsi, le pincement thermique dans l'échangeur est relativement faible et constant. De plus, la demande en chaleur étant faible, on constate de nouveau sur la figure IV.53 que le débit de charge du stockage \dot{m}_{s1} est plus élevé que le débit \dot{m}_{s2} by-passant le stockage et fournissant directement l'énergie au consommateur, exception faite du jour 5 pour lequel la production solaire est inférieure à la demande.

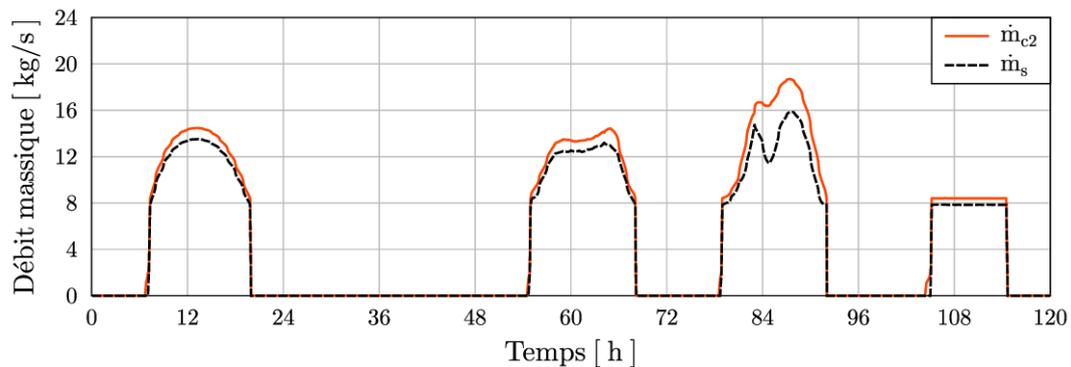


FIGURE IV.51 – Cas 3 : Débits massiques dans l'échangeur HX1

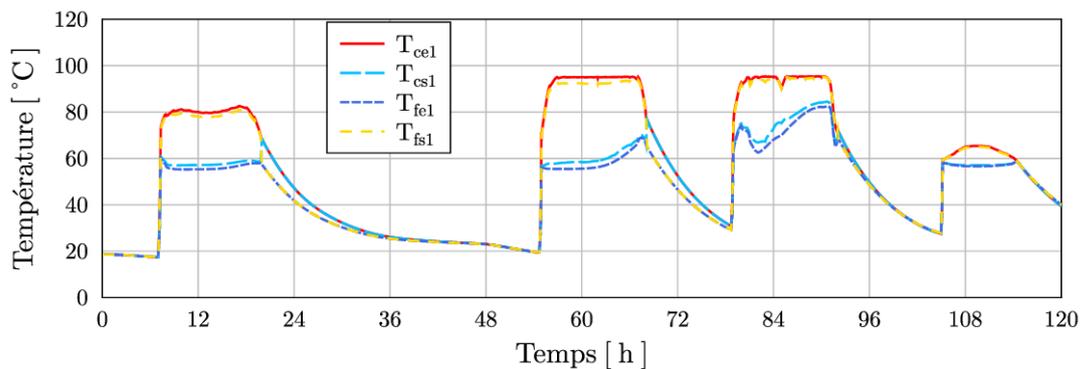


FIGURE IV.52 – Cas 3 : Températures aux bornes de l'échangeur HX1

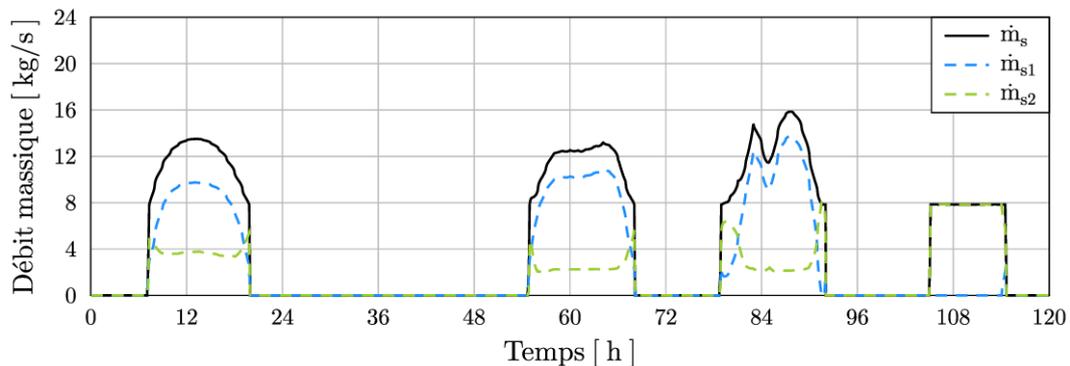


FIGURE IV.53 – Cas 3 : Bilan massique dans le circuit secondaire (1)

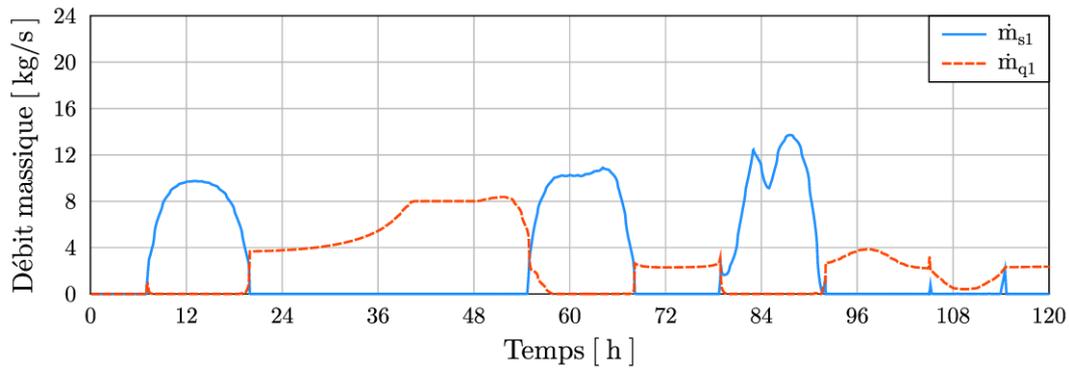


FIGURE IV.54 – Cas 3 : Débits de charge et de décharge du stockage

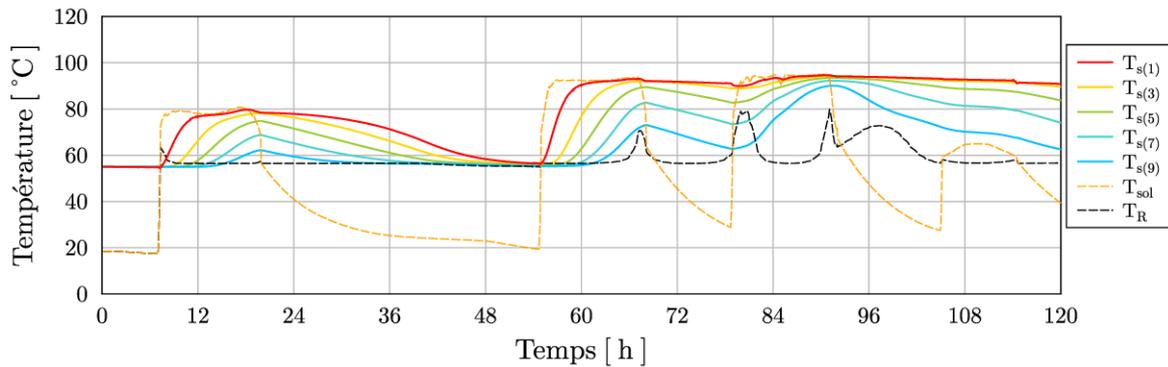


FIGURE IV.55 – Cas 3 : Températures dans la cuve, températures de charge et de retour

Les figures IV.54 et IV.55 illustrent l'évolution des débits de charge et de décharge du stockage ainsi que des températures aux bornes et au sein de la cuve. On observe comme précédemment une augmentation des températures au cours de la charge du stockage lors du jour 1 et réciproquement une diminution des températures lors de la décharge complète du stockage lors du jour 2. L'irradiation solaire étant plus élevée au cours des jours 3 et 4, le stockage atteint des niveaux de charge et de température plus élevés : il est complètement chargé et quasiment uniforme en température à la fin du jour 4, anticipant ainsi la faible irradiation solaire du jour 5 et permettant de maximiser la quantité finale d'énergie stockée.

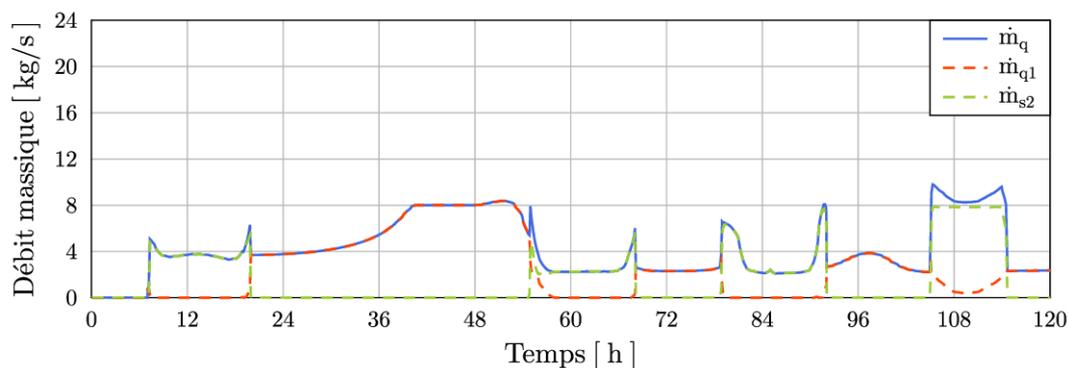


FIGURE IV.56 – Cas 3 : Bilan massique dans le circuit secondaire (2)

Les figures IV.56 à IV.58 illustrent l'évolution des débits et températures en amont de la livraison d'énergie dans le circuit secondaire. De nouveau, la vanne de mélange à la jonction J_4

doit être utilisée car l'énergie disponible est à une température plus élevée que la température demandée. On remarquera avec les figures IV.57 IV.59 et IV.61, que seule la vanne de mélange du circuit secondaire est utilisée lors des jours 1, 2 et 5 et qu'elle est combinée à celle du circuit consommateur (jonction J_5) lors des jours 3 et 4. Ainsi, sur ces deux journées, cela entraîne une augmentation du pincement aux bornes froides de l'échangeur, figure IV.60 et donc de la température T_{cs2} , sans conséquence directe pour le reste de la centrale, en particulier pour le CS, dont l'efficacité est plus affectée par l'augmentation globale de la température du stockage.

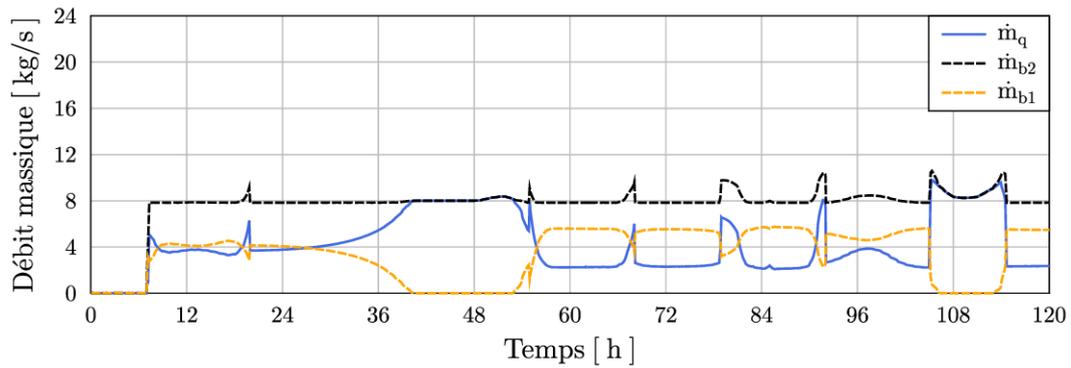


FIGURE IV.57 – Cas 3 : Bilan massique dans le circuit secondaire (3)

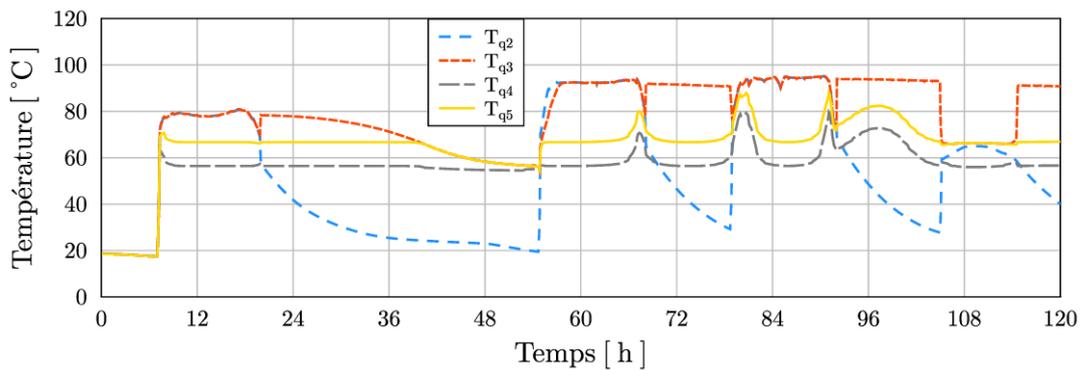


FIGURE IV.58 – Cas 3 : Températures d'intérêt avant livraison d'énergie

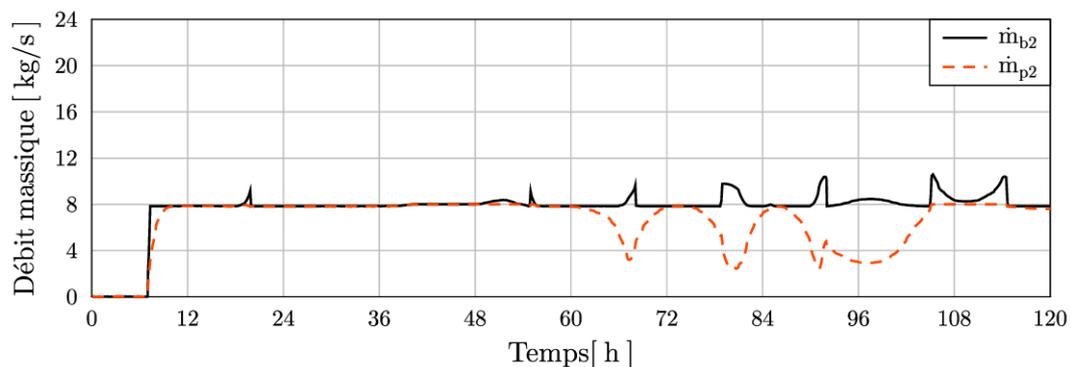


FIGURE IV.59 – Cas 3 : Débits massiques dans l'échangeur HX2

L'évolution de la température de sortie T_{ps} du courant consommateur est illustrée en figure IV.62. On constate qu'elle atteint, pour une grande partie du temps, la température

cible qui est la température maximale autorisée. Lors de la fin du jour 2, la décharge du stockage continue de préchauffer le courant mais la température atteinte diminue à partir de l'heure 40 car la température en tête de cuve devient inférieure à la température cible (plus le pincement d'échangeur).

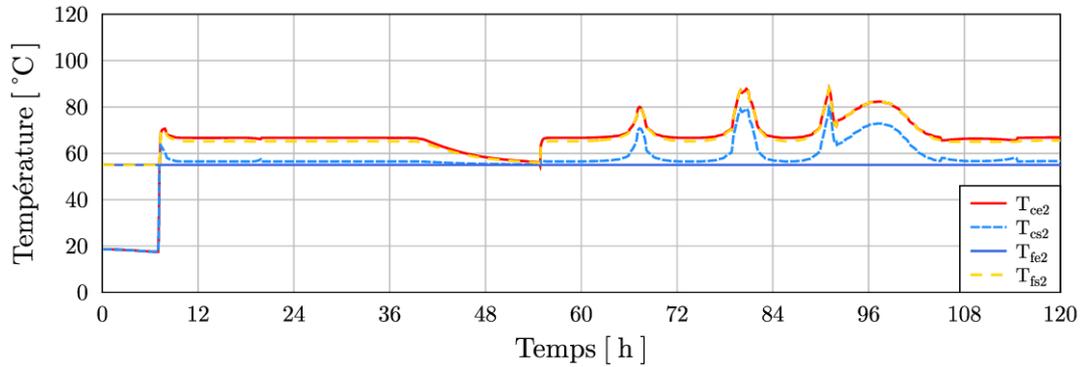


FIGURE IV.60 – Cas 3 : Températures aux bornes de l'échangeur HX2

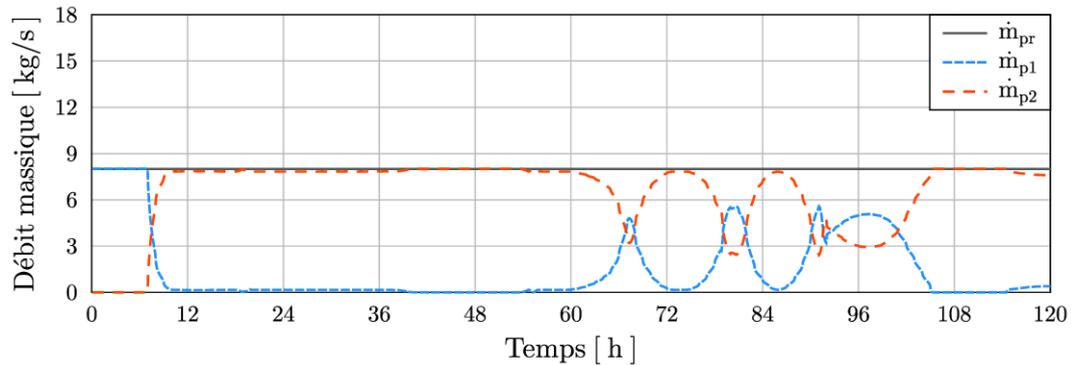


FIGURE IV.61 – Cas 3 : Débits massiques côté consommateur

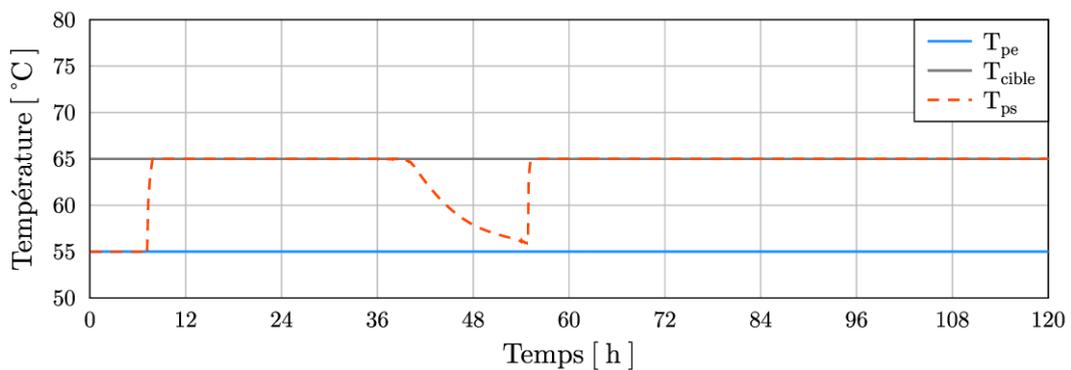


FIGURE IV.62 – Cas 3 : Températures côté consommateur

La figure IV.63 montre la gestion des puissances dans la centrale entre les puissances demandée, captée, chargée, déchargée et livrée. De plus, on compare notamment la puissance captée dans les cas 2 et 3 et on observe en particulier l'impact de la défocalisation des capteurs au cours du jour 4 sur la puissance captée par le CS (heures 85 à 90). Enfin, le tableau IV.8 compare les résultats énergétiques des cas 1 (inclinaison fixe, face au Sud), cas 2 (tracking

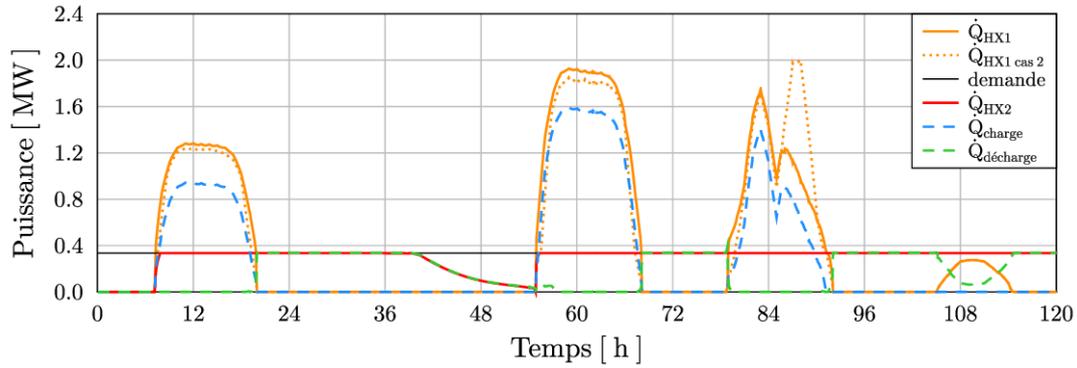


FIGURE IV.63 – Cas 3 : Bilan des puissances dans la centrale

	E_{HX1} (MWh)	E_{HX2} (MWh)	$E_{stock}(t_f)$ (MWh)	E_{elec} (kWh)	ϕ_{Tmax}	FO (€)
Cas 1	38.20	30.05	6.30	138	0.05	881.91
Cas 2	49.02	33.70	12.80	346	75.62	1027.20
Cas 3	50.51	34.58	13.44	191	0.85	1150.77

TABLE IV.8 – Comparaison des résultats entre les cas 1, 2 et 3

standard - angle β paramétré pour la captation maximale d'énergie) et cas 3 (angle β optimisé). Nous avons vu précédemment que le gain en énergie captée E_{HX1} dans le cas 3 est dû, d'une part, à un meilleur fonctionnement lors du jour 1, et d'autre part, à la possibilité de défocaliser les capteurs, notamment au cours du jour 4, ce qui a permis de gérer la surchauffe de façon immédiate et donc d'éviter d'avoir à l'anticiper au cours du jour 3 comme dans le cas 2. La différence d'énergie fournie au consommateur, E_{HX2} , entre les cas 2 et 3, est due au fonctionnement sous-optimal que l'on avait obtenu dans le cas 2 au cours du jour 1 : la décharge a donc pu être un peu plus conséquente lors du jour 2 dans le cas 3. De plus, la possibilité de défocaliser les capteurs a amélioré l'efficacité de la centrale ce qui résulte en une plus grande énergie finale au stockage et une plus faible consommation d'électricité. Enfin, cela a également permis de diminuer la surchauffe et la pénalisation associée. La fonction objectif a finalement augmenté de +12% dans le cas 3 par rapport au cas 2. On aura également constaté, que sur cette période estivale, l'utilisation d'un tracker solaire est bénéfique (cas 2 et 3) en termes de quantité d'énergie captée et fournie par rapport à un CS à inclinaison fixe orienté face au Sud (cas 1). En effet, les bénéfices ont augmenté de 30.5% pour le cas 3 par rapport au cas 1.

Nous avons vu dans cette partie l'avantage de pouvoir défocaliser les capteurs lorsqu'on utilise un système de tracking solaire et notamment dans le but d'éviter les surchauffes. Dans la dernière partie de ce chapitre, nous observons le comportement d'une CST soumise à une très grande surchauffe.

IV.6 Cas d'étude 4 : CS surdimensionné et β optimisé

Cette section présente les résultats obtenus dans le cas 4 pour lequel une centrale doit faire face à une grande surchauffe. Le problème d'optimisation dynamique résolu est donc similaire. L'unique différence est que nous avons choisi d'augmenter la surface du CS de façon à ce que la puissance solaire captée maximale soit plus élevée. Précédemment la surface du CS était de 2873 m² (15 boucles). Nous utilisons dans cette partie une surface de CS de 4405 m² (23 boucles). Le dimensionnement de certains équipements de la CST (échangeur HX1, pompes) doit être adapté à cette nouvelle taille de CST. Celui-ci a été présenté dans la section IV.2. En conséquence de ce nouveau dimensionnement, les conditions de fonctionnement de la CST sont modifiées et les valeurs autorisées pour les débits sont plus élevées. La courbe de charge reste inchangée. Par ailleurs, on considère toujours l'utilisation d'un tracker solaire 1 axe dont l'angle d'inclinaison β est une variable d'optimisation. Les résultats d'optimisation sont présentés dans ce qui suit.

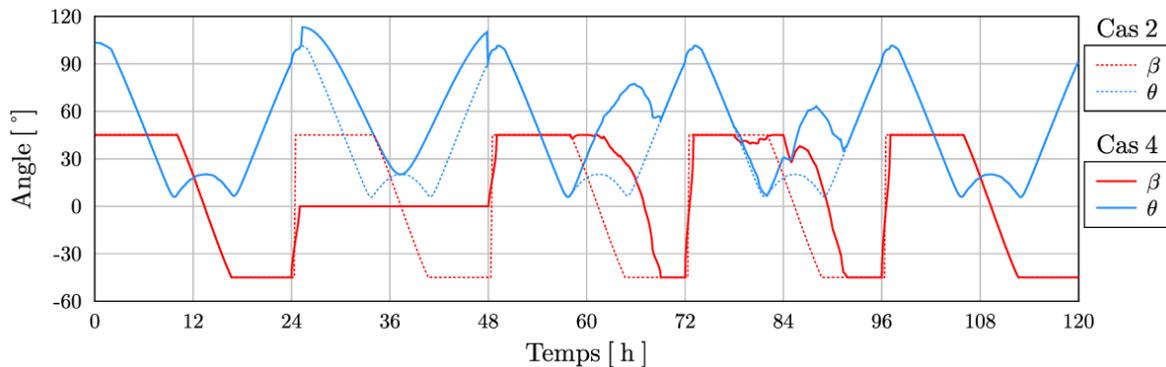


FIGURE IV.64 – Cas 4 : Evolution des angles d'inclinaison et d'incidence au cours du temps

On observe sur la figure IV.64 que l'angle d'inclinaison β des capteurs suit la trajectoire de captation maximale d'énergie lors des jours 1 et 5. Comme dans le cas 3, nous avons imposé une contrainte de mise en sécurité au cours du jour 2 car l'irradiation solaire est trop faible pour produire de la chaleur. Enfin, on constate sur les jours 3 et 4 que l'angle d'inclinaison est déphasé de la trajectoire de captation maximale d'énergie avec un retard de 3 heures environ. Cela permet, lors de ces deux jours, d'augmenter l'angle d'incidence sur les capteurs et donc de diminuer la puissance captée par le CS et transmise au fluide caloporteur.

Les figures IV.65 et IV.66 illustrent l'évolution des débits et températures dans le circuit primaire. Lors du jour 1, le débit \dot{m}_{cs} est proche de sa borne minimale ce qui signifie que l'intérêt ici n'est pas de capter un maximum d'énergie mais de consommer un minimum d'électricité. En effet, comme nous pourrions le voir sur la figure IV.68, l'énergie captée est suffisante pour répondre à 100% de la demande du consommateur jusqu'au jour 3. De plus, on pourra voir sur la figure IV.67, que la température en tête de stockage, à la fin de la décharge du jour 2 (heure 54) retombe juste au niveau de la température demandée. La quantité d'énergie captée au cours du jour 1 est donc la quantité d'énergie nécessaire et suffisante permettant de satisfaire 100% de la demande avant le début du jour 3, tout en minimisant la consommation

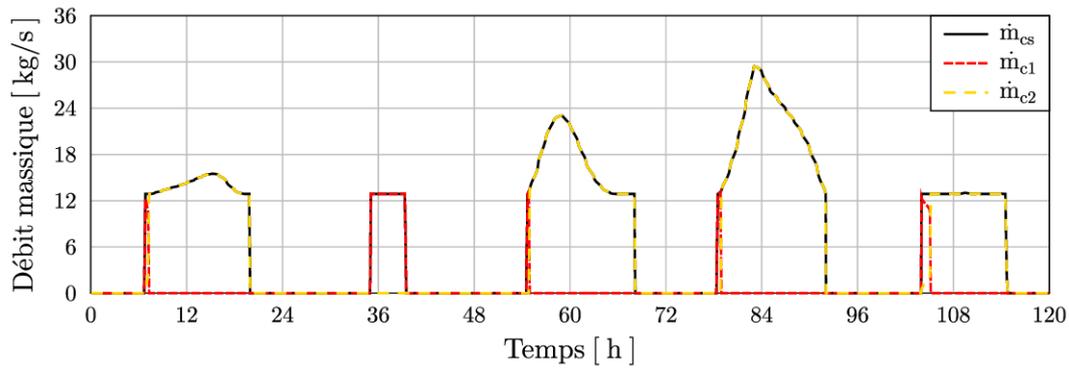


FIGURE IV.65 – Cas 4 : Débits massiques dans le circuit primaire

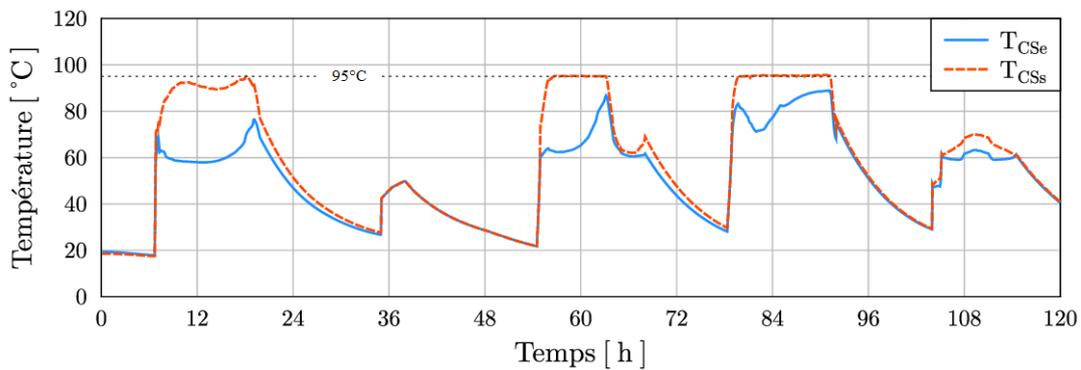


FIGURE IV.66 – Cas 4 : Températures en entrée et en sortie du champ solaire

d'électricité. En anticipant les surchauffes des jours 3 et 4, il n'y avait donc pas lieu de capter plus d'énergie sur ce jour 1. Au cours de ces jours 3 et 4, la température en entrée du CS augmente progressivement et la défocalisation des capteurs par rapport au Soleil permet au courant de ne pas sortir du CS à une température supérieure à 95°C . On observe même que cette défocalisation annule quasiment totalement l'énergie captée dans la deuxième partie du jour 3. Enfin, le fonctionnement du circuit primaire lors du jour 5 est similaire aux cas précédents.

Nous n'avons pas jugé nécessaire de reprendre de nouveau l'ensemble des résultats car le comportement des débits et des températures aux échangeurs HX1 et HX2 et dans le circuit secondaire est comparable au cas 3 précédent. La figure IV.67 permet toutefois d'illustrer l'évolution des températures dans la cuve de stockage. On constate que, bien que le déphasage de l'angle d'inclinaison des capteurs ait diminué la puissance captée, les températures augmentent rapidement dans la cuve. De nouveau, à l'aube du jour 5, la cuve est totalement chargée ce qui permet de compenser la faible irradiation solaire du jour 5 par une décharge partielle et d'obtenir une quantité finale d'énergie stockée qui soit maximale.

La figure IV.68 illustre la gestion des puissances dans la centrale. On remarque que 100% de la demande du consommateur est satisfaite du début du jour 1 (heure 7) à la fin de l'horizon de temps. L'énergie captée au cours du jour 1 était donc bien suffisante pour couvrir les besoins du jour 2 malgré l'absence de rayonnement solaire. On remarque qu'au cours du jour 3, la défocalisation des capteurs diminue la puissance captée \dot{Q}_{HX1} et va même jusqu'à l'annuler (heure 64), la décharge du stockage prenant ainsi le relais pour satisfaire la demande.

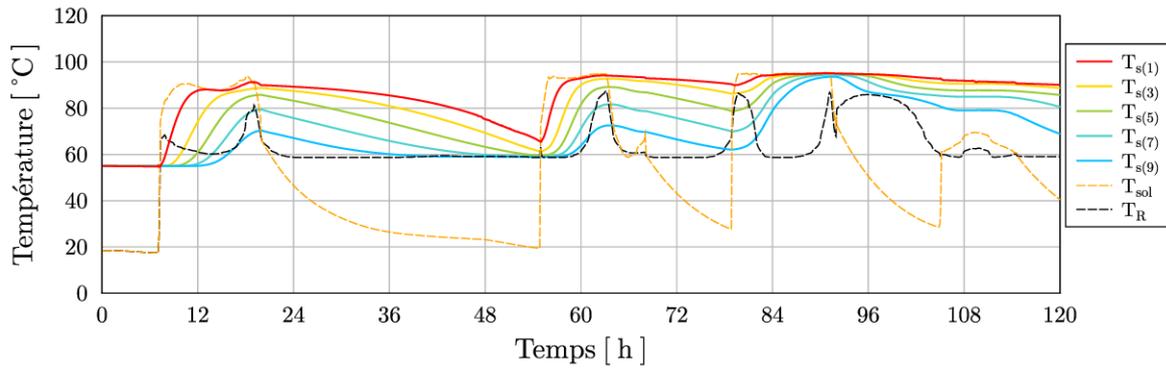


FIGURE IV.67 – Cas 4 : Températures dans la cuve, températures de charge et de retour

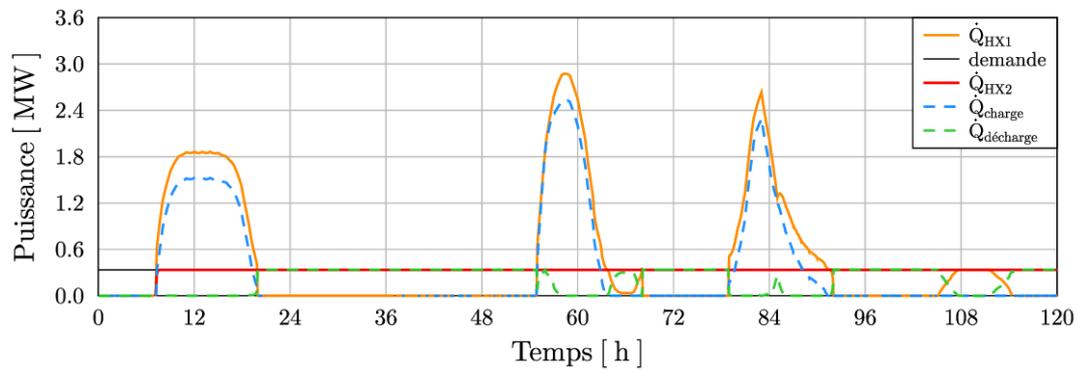


FIGURE IV.68 – Cas 4 : Bilan des puissances dans la centrale

	E_{HX1} (MWh)	E_{HX2} (MWh)	$E_{stock}(t_f)$ (MWh)	E_{elec} (kWh)	ϕ_{Tmax}	FO (€)
Cas 1	38.20	30.05	6.30	138	0.05	881.91
Cas 2	49.02	33.70	12.80	346	75.62	1027.20
Cas 3	50.51	34.58	13.44	191	0.85	1150.77
Cas 4	55.44	37.67	13.40	226	1.79	1223.38

TABLE IV.9 – Comparaison des résultats : cas 1 à 4

Le tableau IV.9 indique les résultats énergétiques dans ce cas d'étude. Les énergies captées et fournies, E_{HX1} et E_{HX2} , sont plus élevées que dans les cas précédents (respectivement +9.8% et +8.9% par rapport au cas 3) car la surface du champ solaire est plus grande. Bien que de plus grosses pompes aient été utilisées dans ce cas et bien que la surchauffe potentielle ait été plus grande, la consommation d'électricité n'a pas beaucoup augmenté. La possibilité de défocaliser les capteurs du Soleil permet ainsi de gérer les surchauffes de manière instantanée et efficace ce qui a l'avantage de ménager le fonctionnement hydraulique de la centrale et donc de pouvoir diminuer sa consommation d'électricité.

Finalement, les cas 3 et 4 ont donc montré que, malgré un enchainement de jours fortement ensoleillés et une demande en chaleur faible, l'utilisation d'un tracker solaire 1 axe auquel on offre la possibilité de ne pas forcément suivre la course du Soleil est une bonne stratégie de

gestion des surchauffes, petites ou grandes.

Conclusion

L'ensemble de ce chapitre s'est concentré sur l'optimisation dynamique du fonctionnement d'une CST. Le problème d'optimisation a été défini et un cas d'étude général sur un horizon de temps de 5 jours a servi de fil rouge pour l'étude de plusieurs cas particuliers. La fonction objectif du problème d'optimisation était le bénéfice réalisé par la vente de chaleur solaire au consommateur et prenait également en compte l'énergie finale présente dans le stockage et les coûts de fonctionnement de la centrale.

Nous avons d'abord étudié le fonctionnement optimal d'une centrale dont le CS était orienté face au Sud avec une inclinaison fixe. Dans ce cas, une étude a notamment permis de quantifier le gain réalisé par l'optimisation dynamique par rapport à une stratégie de contrôle standard. En particulier, cela a permis de faire ressortir des stratégies optimales parfois contre-intuitives de fonctionnement. Ensuite, nous nous sommes intéressés au fonctionnement d'une CST utilisant un tracker solaire 1 axe permettant aux capteurs de suivre une trajectoire paramétrée maximisant la captation d'énergie. Face à un scénario de fort ensoleillement et de faible demande, ce système a effectivement permis d'augmenter la quantité d'énergie captée et les bénéfices (+12%) mais, pour éviter une surchauffe fortement pénalisée apparaissant au cours du jour 4, le fonctionnement optimal a été d'anticiper cette surchauffe dès le jour 3 ce qui a dégradé l'efficacité instantanée de la centrale. Enfin, les deux derniers cas ont illustré le fonctionnement d'une CST utilisant un tracker solaire 1 axe auquel on offrait la possibilité de ne pas suivre la trajectoire maximisant l'énergie captée. Cette possibilité de défocaliser les capteurs et donc de moduler la puissance solaire captée a permis de gérer des surchauffes de manière instantanée tout en ménageant le fonctionnement hydraulique de la centrale et réduisant ainsi la consommation d'électricité en comparaison du cas précédent. A surface de captation égale (cas 3), cela a permis d'augmenter les bénéfices de +30.5% par rapport à un CS ayant une inclinaison fixe et orienté face au Sud et de +12% par rapport à l'utilisation d'un tracking solaire classique (sans la possibilité de défocaliser les FPC).

Ce chapitre a donc globalement mis en lumière différentes stratégies de fonctionnement permettant de maximiser les bénéfices liés à la vente de chaleur à un consommateur et en particulier des stratégies de gestion des surchauffes. Le chapitre suivant traite de l'optimisation dynamique simultanée du dimensionnement et du fonctionnement d'une CST. En général, les études de dimensionnement constituent la phase amont de tels projets. Cependant, ce problème offre une difficulté supplémentaire dans la mesure où le design et le fonctionnement doivent être optimaux pour une période d'un an.

Chapitre V

Optimisation simultanée du fonctionnement et du dimensionnement d'une CST à long terme

Sommaire

V.1	Formulation du problème d'optimisation	137
V.2	Cas d'étude et données d'entrée	142
V.3	Analyse de sensibilité sur le dimensionnement	145
V.4	Méthode de résolution et difficultés numériques	147
V.5	Résultats d'optimisation et discussion	149

Dans ce chapitre, nous présentons le problème d'optimisation DO-L. Celui-ci a pour objectif d'optimiser simultanément le dimensionnement et le fonctionnement d'une CST. Cinq aspects différencient le problème résolu dans ce chapitre du problème résolu dans le chapitre précédent.

Premièrement, l'horizon de temps. En effet, le dimensionnement d'une CST dépend grandement de la courbe de charge du consommateur et des conditions météorologiques du lieu. Ces deux profils variant tout au long de l'année, l'optimisation doit donc être réalisée sur un horizon de temps d'un an afin de prendre en compte l'influence de toutes les saisons. Nous avons fait le choix de discrétiser la totalité de cet horizon de temps d'un an car le stockage thermique d'une CST est caractérisé par une dynamique lente qui ne peut pas être prise en compte par des horizons de temps "représentatifs". En conséquence, notre problème d'optimisation devient très grand en taille : selon la discrétisation utilisée, le nombre d'équations pourra varier entre $5 \cdot 10^5$ et $5 \cdot 10^6$, soit 5 à 50 fois plus d'équations que dans le chapitre précédent.

Deuxièmement, la complexité des modèles. En effet, étant donné l'augmentation de la taille du problème, des modèles simplifiés sont utilisés dans ce chapitre pour conserver des

V.1 Formulation du problème d'optimisation

Dans cette partie, nous formulons le problème d'optimisation à résoudre. Cela implique de définir les données d'entrée du problème, les variables, les contraintes et la fonction objectif. En particulier, un modèle financier sera partiellement détaillé. Cette formulation fera apparaître un certain nombre de degrés de liberté qui permettront au solveur de minimiser/maximiser la fonction objectif définie.

V.1.1 Données d'entrée

Comme dans le chapitre précédent, les données météorologiques (DNI, GHI, Gex, a_z , h_s , T_{amb}) et la courbe de charge du consommateur (\dot{m}_{pr} , T_{pe} , T_{cible}) sont connues sur la totalité de l'horizon de temps. De plus, certains paramètres de dimensionnement de la CST et du modèle financier sont fixés. L'ensemble de ces données d'entrée sont détaillées dans la section V.2.

V.1.2 Variables et contraintes

Ce problème d'optimisation dynamique a pour but de déterminer le dimensionnement optimal de la centrale et le profil temporel optimal des variables de fonctionnement qui minimisent une fonction objectif technico-économique tout en respectant les contraintes du problème. Nous définissons ici les variables du problème, en fonctionnement et en dimensionnement, ainsi que l'ensemble des contraintes et/ou des bornes associées.

Débits massiques

Ce sont les principales variables d'optimisation d'intérêt concernant le fonctionnement de la CST. De nouveau, nous avons douze débits massiques inconnus (\dot{m}_{pr} étant une donnée d'entrée de la courbe de charge) et cinq bilans de matières aux jonctions de courants J_1 à J_5 (figure IV.2). L'équation (V.1) est une équation supplémentaire qui vient saturer le débit \dot{m}_{s2} et interdire l'utilisation des *by-pass* situés de part et d'autre du stockage.

$$\dot{m}_{s2} = 0 \quad (V.1)$$

De plus, nous appliquons les équations (V.2) à (V.4) qui, contrairement aux équations (IV.1) à (IV.4) du chapitre précédent, sont moins contraignantes et posent moins de difficultés vis-à-vis de la convergence du calcul car celles-ci sont linéaires. Par ailleurs, les équations (V.5) à (V.7) définissent les débits maximums des pompes P_1 à P_3 qui, contrairement au chapitre précédent, sont désormais des variables car fonctions de N_b . Leur formulation est cependant identique. En particulier, le débit maximal dans le CS, $\dot{m}_{max,1}$, est fonction du nombre de boucle N_b et du débit maximal par boucle $\dot{m}_{B,max}$ valant, comme précédemment, $1.4 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ (limite imposée par le fabricant).

$$0 \leq \dot{m}_{cs} \leq \dot{m}_{max,1} \quad (V.2) \quad \dot{m}_{max,1} = \dot{m}_{B,max} \cdot N_b \quad (V.5)$$

$$0 \leq \dot{m}_s \leq \dot{m}_{max,2} \quad (V.3) \quad \dot{m}_{max,1} \cdot C_{p,g} = \dot{m}_{max,2} \cdot C_p \quad (V.6)$$

$$0 \leq \dot{m}_{b2} \leq \dot{m}_{max,3} \quad (V.4) \quad \dot{m}_{max,3} = \dot{m}_{max,2} \quad (V.7)$$

Enfin, parmi les difficultés numériques rencontrées lors de la résolution de ce problème et détaillées en section V.4, certaines sont liées à l'évolution des débits dans la CST. C'est pourquoi, nous définirons, dans cette section V.4, des contraintes supplémentaires qui s'appliqueront, lorsque spécifié, pour améliorer le fonctionnement de la CST.

Variables de dimensionnement

Les variables d'intérêt concernant l'optimisation du dimensionnement de la centrale sont au nombre de huit. Elles sont toutes continues et indépendantes du temps. Pour le champ solaire, les variables seront le nombre de boucles N_b , le nombre de capteurs par boucle N_p , l'orientation δ des capteurs par rapport au Sud et l'inclinaison β des capteurs par rapport à l'horizontale. N_b et N_p sont des nombres entiers par nature. Cependant, nous avons choisi de les relaxer (les définir en tant que variables continues) et ainsi de conserver un problème NLP. Ces 4 variables sont bornées et on applique les équations (V.8) à (V.11).

$$1 \leq N_b \leq 80 \quad (\text{V.8})$$

$$4 \leq N_p \leq 20 \quad (\text{V.9})$$

$$-180^\circ \leq \delta \leq +180^\circ \quad (\text{V.10})$$

$$0^\circ \leq \beta \leq +90^\circ \quad (\text{V.11})$$

Comme nous l'avons vu précédemment, le dimensionnement d'un échangeur à plaques fait intervenir de nombreux paramètres. Comme nous utilisons, dans ce cas, le modèle mHX2 considérant un coefficient d'échange U constant, la définition de ces paramètres n'est pas nécessaire et les surfaces d'échange des échangeurs HX1 (A_1) et HX2 (A_2) sont les variables d'intérêt pour l'optimisation du dimensionnement des échangeurs. L'équation (V.12) définit l'intervalle de valeurs autorisées.

$$\forall i \in \{1, 2\}, \quad 0 \text{ m}^2 \leq A_i \leq 500 \text{ m}^2 \quad (\text{V.12})$$

Le dimensionnement de la cuve de stockage fait intervenir son volume, sa hauteur et son diamètre. Ces trois dimensions sont liées par l'équation (V.13). Nous fixons la hauteur H_{st} via l'équation (V.14) à une valeur au-dessus de laquelle le coût de la cuve augmente considérablement pour des raisons mécaniques. La variable d'intérêt pour l'optimisation du dimensionnement de la cuve de stockage est son volume. Celui-ci est borné par l'équation (V.15). Le diamètre sera ainsi déduit par l'équation (V.13).

$$V = H_{st} \cdot \frac{\pi \cdot D_{st}^2}{4} \quad (\text{V.13})$$

$$H_{st} = 12 \text{ m} \quad (\text{V.14})$$

$$100 \text{ m}^3 \leq V \leq 10000 \text{ m}^3 \quad (\text{V.15})$$

Enfin, la dernière variable d'intérêt en dimensionnement est le diamètre D_{int} des canalisations de la centrale. Celui-ci est borné par l'équation (V.16).

$$0.01 \text{ m} \leq D_{int} \leq 1.0 \text{ m} \quad (\text{V.16})$$

Autres variables et contraintes

Des équations supplémentaires sont nécessaires pour contraindre le fonctionnement et le dimensionnement de la CST. L'ensemble des températures de la centrale sont bornées via l'équation (V.17). La température dans la cuve de stockage est encore plus restreinte pour éviter d'endommager la cuve, équation (V.18). La température T_{ps} de sortie pour le consommateur est inférieure ou égale à la valeur cible T_{cible} qu'il a définie, équation (V.19). On réalise ainsi un préchauffage du courant consommateur. Si la température T_{ps} du courant consommateur n'atteint pas la température T_{cible} , le courant est réchauffé jusqu'à cette température par une source d'énergie complémentaire qui n'est pas représentée dans ces travaux.

$$-20^{\circ}\text{C} \leq T \leq +110^{\circ}\text{C} \quad (\text{V.17})$$

$$+5^{\circ}\text{C} \leq T_s \leq +95^{\circ}\text{C} \quad (\text{V.18})$$

$$T_{ps} \leq T_{cible} \quad (\text{V.19})$$

D'autre part, les pertes de charge maximales des différents circuits sont également des variables. Elles sont liées à N_b et D_{int} , équations (V.5) et (III.51), aux surfaces d'échange des échangeurs (Annexe (A.2)), mais aussi à N_p (équation (III.11)) dans le cas des FPC. Les puissances hydrauliques des pompes, équation (III.46), sont donc des variables du problème. En particulier, la puissance de la pompe P_1 est liée à la taille du CS. De plus, nous définissons une contrainte de pertes de charge maximales dans le circuit primaire correspondant à la limite de fonctionnement dans les FPC. On écrit ainsi l'équation (V.20).

$$\Delta P_1(\dot{m}_{max,1}) \leq 9 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad (\text{V.20})$$

V.1.3 Modèle financier et fonction objectif

Comme l'ont fait Tian *et al.* [146] pour leur optimisation du dimensionnement d'une CST, nous choisissons le *Levelized Cost Of Heat* (LCOH) comme fonction objectif à minimiser. Il s'agit du prix moyen de la chaleur solaire vendue au consommateur sur la durée de vie de la CST. L'équation (V.21) définit ainsi notre fonction objectif avec, de nouveau, la prise en compte d'une pénalisation ϕ_{VAR} sur la variation des débits (\dot{m}_{cs} à \dot{m}_{p2}), équation (V.22).

$$\text{Min } J = [\text{LCOH} + \phi_{VAR}] \quad (\text{V.21})$$

$$\phi_{VAR} = \gamma_3 \cdot \int_{t_0}^{t_f} \left(\sum_{i \in I} \left(\frac{d\dot{m}_i}{dt} \right)^2 \right) dt, \text{ avec } I = \{cs, c2, s1, q1, b2, p2\} \quad (\text{V.22})$$

Par souci de simplification, nous ne considérons pas de calculs d'amortissement, ni de valeur résiduelle pour la centrale après une durée de vie de 25 ans. L'équation (V.23) permet alors de définir le LCOH [165].

$$\text{LCOH} = \frac{\text{CAPEX} \cdot (1 - \tau_{subv}) + \sum_{i=1}^{N_y} \left(\frac{\text{OPEX}(i) \cdot (1-\text{IS})}{(1+\text{TRI})^i} \right)}{\sum_{i=1}^{N_y} \left(\frac{E_{fournie}(i)}{(1+\text{TRI})^i} \right)} \quad (\text{V.23})$$

avec N_y , la durée de vie du projet (en nombre d'années), CAPEX les dépenses en capital, τ_{subv} le taux de subvention accordé au projet, OPEX(i) les charges d'exploitation de la CST pour l'année i , IS l'impôt sur les sociétés, $E_{fournie}(i)$ la quantité totale d'énergie fournie par la CST au consommateur pour l'année i et TRI le taux de rentabilité interne pour les investisseurs. Par la suite, nous détaillons une partie du modèle financier utilisé afin d'être en mesure d'évaluer l'évolution des coûts des différents éléments en fonction de la taille de la CST. Cependant, par mesures de confidentialité (qui pourront potentiellement être levées ultérieurement), une grande partie de ce modèle financier n'est pas dévoilée ici afin de protéger le savoir-faire développé chez NEWHEAT.

Calcul de l'énergie fournie au consommateur :

L'équation (V.24) définit la quantité d'énergie fournie au consommateur pour chaque année i au cours de la vie de la centrale en prenant en compte une baisse annuelle d'efficacité des FPC (dg_0). L'énergie fournie au cours de la première année est obtenue par optimisation du dimensionnement et du fonctionnement sur un an (la première année). Elle est définie par l'équation (V.25) et sert de référence.

$$\forall i \in \{1, \dots, N_y\}, E_{fournie}(i) = E_{fournie}(1) \cdot (1 - dg_0)^{i-1} \quad (\text{V.24})$$

$$E_{fournie}(1) = \int_{t_0=0}^{t_f=1an} \left(\dot{m}_{p2} \cdot C_p \cdot (T_{fs2} - T_{fe2}) \right) dt \quad (\text{V.25})$$

Calcul des charges d'exploitation OPEX :

Pour chaque année i , les OPEX sont estimées par rapport aux OPEX de l'année 1 et en prenant en compte l'inflation annuelle, équation (V.26). La supervision, l'entretien du CS, les maintenances préventives et correctives, l'assurance exploitation, la gestion administrative, la location du terrain et la consommation d'électricité de la CST sont les charges que nous prenons en compte dans ce modèle. Cependant, nous ne détaillons ici que le calcul des charges liées à la consommation d'électricité des trois pompes de la centrale, équation (V.27).

$$\forall i \in \{1, \dots, N_y\}, \text{OPEX}(i) = \text{OPEX}(1) \cdot (1 + \text{infla})^{i-1} \quad (\text{V.26})$$

$$C_{\text{Elec}} = \text{PrixElec} \cdot \int_{t_0=0}^{t_f=1an} P_{elec}(t) dt \quad (\text{V.27})$$

Calcul des dépenses en capital CAPEX :

Nous décrivons ici les principaux coûts d'investissement. Les formules utilisées sont issues d'un outil de chiffrage de projet développé chez NEWHEAT et/ou issues de régressions se basant sur des devis de fournisseurs. De nouveau, seules certaines équations sont données dans cette partie pour donner une idée de l'évolution des coûts des équipements en fonction de la taille de la CST. Le reste du modèle n'est pas dévoilé par mesure de confidentialité.

Parmi les dépenses principales d'une CST, on trouve notamment la fourniture des FPC, la fourniture des structures et des raccords hydrauliques et l'installation du champ solaire. De manière générale, on applique une dégressivité des prix proportionnellement à la surface du CS pour une surface allant jusqu'à 10000 m². Par exemple, l'équation (V.28) définit le coût (surfaccique) de la fourniture des FPC en fonction de la surface totale brute du CS, S_{CS} , qui est définie par l'équation (V.29). L'équation (V.28) fait intervenir les fonctions MyMIN et MyMAX définies par les équations (III.34) et (III.35). Pour $S_{CS} < 2000$ m², le prix de base s'applique ($C_{FPC,2000}$). Pour $S_{CS} > 10000$ m², le coût surfaccique des FPC est réduit au minimum en appliquant la dégressivité dg_1 . Pour $2000 < S_{CS} < 10000$ m², la dégressivité s'applique proportionnellement à la surface du CS.

$$C_{FPC/m^2} (\text{€/m}^2) = C_{FPC,2000} \cdot \left(1 - dg_1 \cdot \text{MyMAX}\left(0, \text{MyMIN}\left(1, \frac{S_{CS} - 2000}{10000 - 2000}\right)\right)\right) \quad (\text{V.28})$$

$$S_{CS} = N_b \cdot N_p \cdot A_g \quad (\text{V.29})$$

La fourniture et l'installation des tuyauteries de la centrale représentent également un investissement important. Nous considérons le coût des supports ou des tranchées à réaliser. En particulier, le coût de la fourniture d'un mètre linéaire de canalisation est déterminé, par l'équation (V.30), en fonction de son diamètre (en mètres).

$$C_{\text{pipe}/m} (\text{€/m}) = 62.77 + 295.76 \cdot D_{int} + 3509.02 \cdot D_{int}^2 \quad (\text{V.30})$$

Le coût volumique lié à la fourniture et à l'installation d'une cuve de stockage varie avec le volume de cuve souhaité, équation (V.31). Nous prenons également en compte la fourniture et l'installation du local et des équipements constituant le skid hydraulique. En particulier, les équations (V.32) et (V.33) déterminent respectivement le coût d'un échangeur à plaques en fonction de sa surface d'échange A (en m²) et le coût d'une pompe en fonction de sa puissance hydraulique P_{hydrau} (en W).

$$C_{\text{TES}/m^3} (\text{€/m}^3) = 5799 \cdot V^{-0.493} \quad (\text{V.31})$$

$$C_{\text{HEX}} (\text{€}) = 552 \cdot A^{0.65} \quad (\text{V.32})$$

$$C_{\text{pompe}} (\text{€}) = 3000 + 120 \cdot \frac{P_{\text{hydrau}}}{1000} \quad (\text{V.33})$$

Par ailleurs, d'autres investissements sont considérés comme le prix du glycol, la fourniture d'un système de contrôle-commande, les travaux de voiries, l'ingénierie et la maîtrise d'œuvre, etc. Enfin, le tableau V.1 reprend les paramètres intervenant dans les équations précédentes et indique les valeurs utilisées.

Paramètre	Description	Valeur
N_y	Durée de vie du projet	25 ans
τ_{subv}	Taux de subvention accordé au projet	55%
IS	Impôt sur les sociétés	28%
TRI	Taux de rentabilité interne	5.4%
dg_0	Dégressivité annuelle des FPC	0.2%/an
dg_1	Dégressivité du prix des FPC si $S_{CS} > 10000 \text{ m}^2$	10%
dg_2	Dégressivité des prix "autres" si $S_{CS} > 10000 \text{ m}^2$	20%
infla	Taux d'inflation	2%/an
PrixElec	Tarif d'électricité	80 €/MWh
$C_{FPC,2000}$	Coût surfacique des FPC pour $S_{CS} < 2000 \text{ m}^2$	114 €/m ²

TABLE V.1 – Définition des paramètres du modèle financier

V.2 Cas d'étude et données d'entrée

Nous décrivons dans cette section l'ensemble des caractéristiques de notre cas d'étude et en particulier les paramètres de dimensionnement, les données météorologiques, la courbe de charge et les conditions initiales.

Paramètres de dimensionnement

Champ solaire : Hormis certains paramètres qui sont désormais des variables d'optimisation (N_b, N_p, δ, β), les paramètres de dimensionnement du champ solaire sont identiques à ceux du chapitre précédent. On utilise ici le modèle mCS3 : l'inertie thermique des FPC est négligée.

$$\begin{array}{lll}
 \text{— } L_{MB} = 1.5 \text{ m} & \text{— } A_g = 15.96 \text{ m}^2 & \text{— } c_2 = 0.009 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-2} \\
 \text{— } gap_X = 5 \text{ m} & \text{— } \eta_{0,b} = 0.812 & \text{— } K_\theta(50^\circ) = 0.95 \\
 \text{— } gap_Y = 0.2 \text{ m} & \text{— } c_1 = 2.936 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1} & \text{— } K_d = 0.928
 \end{array}$$

Cuve de stockage :

- Fluide de stockage : eau
- Épaisseur d'isolation : $E_{p_{iso,1}} = 20 \text{ cm}$
- Conductivité thermique de l'isolant : $\lambda_{iso} = 0.036 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$

Échangeurs à plaques : Nous utilisons le modèle mHX2 avec un coefficient U constant. Les paramètres de dimensionnement définis pour le cas d'étude du chapitre précédent ne sont pas

nécessaires ici. Nous considérons le fluide caloporteur du circuit primaire comme étant de l'eau glycolée à 30%. Pour les circuits secondaires et consommateurs, l'eau est le fluide circulant.

Canalisations :

- $L_{1,eq} = gap_X \cdot N_b$
- $L_2 = 5 \text{ m}$
- $L_3 = 5 \text{ m}$
- $L_4 = 500 \text{ m}$
- $L_5 = 5 \text{ m}$
- $L_6 = 2 \text{ m}$
- $L_7 = 5 \text{ m}$
- $L_8 = 5 \text{ m}$
- $L_9 = 5 \text{ m}$
- $L_{10} = 5 \text{ m}$
- $L_{11} = 5 \text{ m}$
- $Ep_{iso,2} = 0.03 \text{ cm}$
- $\lambda_{iso} = 0.036 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$

Pompes : Les rendements η_h et η_{em} sont les seuls paramètres. Ils sont fixés comme lors du chapitre précédent. Les puissance hydrauliques et débits maximums des pompes sont, comme vu précédemment, des variables du problème.

Conditions initiales et horizon de temps

Pour obtenir un dimensionnement qui soit optimal pour toute la durée de vie de la centrale, il faut résoudre ce problème d'optimisation sur une période minimale d'un an afin de prendre en compte la variabilité de la courbe de charge et des conditions météorologiques pendant les différentes saisons. Initialement, la température dans la cuve de stockage est uniforme et égale à 60°C ce qui correspond à la température initiale du courant froid côté consommateur $T_{pe}(t = 0)$, comme si le stockage avait subi une décharge complète de son énergie valorisable dans les heures précédentes. D'autre part, les autres températures dans la centrale sont initialement à température ambiante.

Courbe de charge

La courbe de charge considérée est illustrée sur la figure V.2 sachant que l'heure $h = 0$ correspond à la première heure de l'année, au 1^{er} janvier. Évidemment, en réalité, la demande des grands consommateurs de chaleur n'est pas aussi "lisse". Dans ce cas, nous avons lissé les courbes de façon à faciliter l'exploitation des résultats. La puissance demandée varie entre 4.6 MW en hiver et 1.25 MW en été avec des niveaux de température variant respectivement entre $60^\circ\text{C}/80^\circ\text{C}$ et $55^\circ\text{C}/75^\circ\text{C}$.

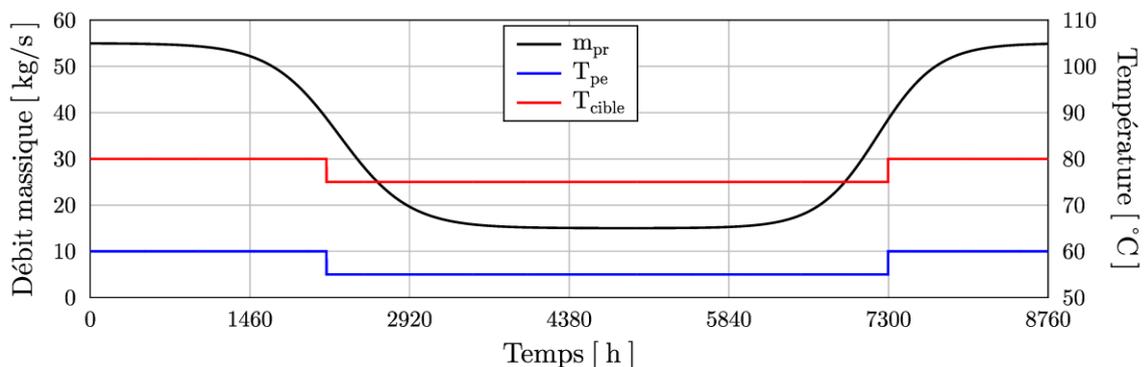


FIGURE V.2 – DO-L : Courbe de charge du consommateur

Données météorologiques

Nous considérons un consommateur situé dans la région de Montpellier. Les données météorologiques sont recueillies sur le logiciel Meteonorm. La figure V.3 illustre l'évolution des irradiations solaires et de la température ambiante. Évidemment, comme on peut le voir, la représentation des données météo sur un an permet uniquement d'évaluer l'évolution moyenne de ces paramètres au cours de l'année. Par ailleurs, nous précisons que l'élévation journalière maximale du Soleil varie de 23° au solstice d'hiver à 70° au solstice d'été, en ce lieu.

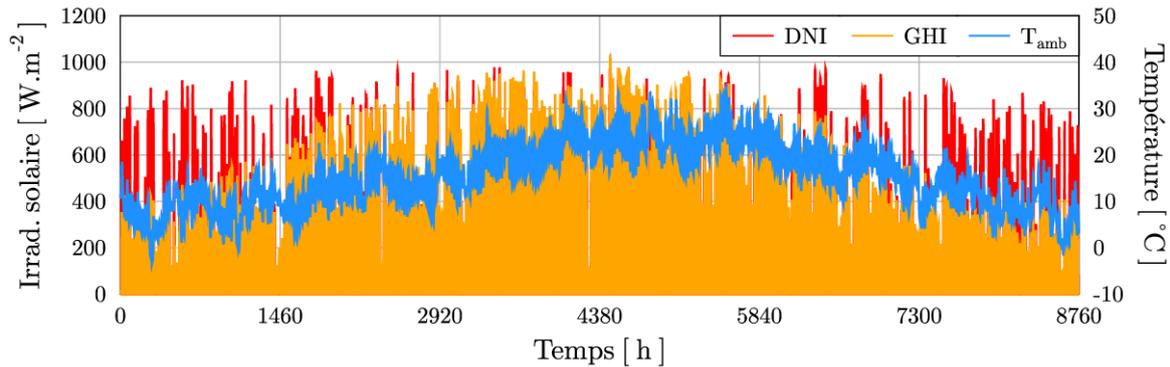


FIGURE V.3 – DO-L : Conditions météorologiques

Méthode numérique

La méthode de collocation orthogonale sur éléments finis est utilisée pour discrétiser le problème. La taille du problème à résoudre dépend fortement du niveau de discrétisation choisi. Nous prenons ici des éléments de collocation de taille $L_t = 6h$, chacun comprenant 4 points de collocation incluant 0 et 1 sur l'intervalle $[0, 1]$. Appliquant la méthode de Gauss-Lobatto, les 2 points de collocation internes sont les racines du polynôme dérivé (P'_3) du polynôme orthogonal de degré 3 choisi, pour nous le polynôme de Legendre P_3 décalé sur l'intervalle $[0, 1]$. Dans cet intervalle, les points de collocation se situent en $t = 0$, en $t \approx 0.2764$, en $t \approx 0.7236$, et en $t = 1$.

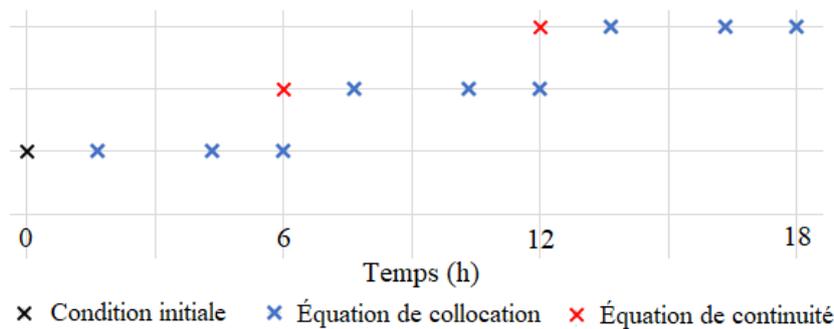


FIGURE V.4 – Méthode de collocation orthogonale appliquée au problème DO-L

La figure V.4 illustre la méthode numérique. L'écart temporel entre les points varie entre 1h40 et 2h41. Ces pas de temps étant très grands devant le temps propre d'un CS (environ 10 minutes, Cf. section III.3.1), le fait de ne pas tenir compte de l'inertie thermique du champ

solaire est justifié. Le modèle de la CST est non-linéaire et les variables sont toutes continues (car les variables N_b et N_p sont relaxées). Notre problème d'optimisation est donc un problème NLP. Le problème est de nouveau implémenté dans GAMS et le solveur CONOPT4 est utilisé pour le résoudre sur un ordinateur ayant les caractéristiques suivantes : 2.6 GHz Intel Core i7. Par ailleurs, les problèmes d'optimisation résolus font état d'environ 850 000 équations, égalités et inégalités. Selon la qualité de l'initialisation, le temps de résolution varie entre 6 et 48 heures. Enfin, la méthode de résolution employée ne garantit pas l'obtention d'un optimum global. Cependant, nous verrons que la résolution du problème avec différentes initialisations nous a permis de nous rapprocher de cet optimum global.

V.3 Analyse de sensibilité sur le dimensionnement

Afin d'initialiser notre problème d'optimisation de manière cohérente et d'augmenter nos chances d'obtenir un optimum global, nous avons réalisé une étude de sensibilité sur certaines variables de dimensionnement. Ce type d'étude revient à fixer l'ensemble des variables et à effectuer des simulations dynamiques en série en ne faisant varier qu'une valeur entre chaque simulation. Comme évoqué en section III.5, paramétrer le fonctionnement standard d'une CST dans GAMS est difficile car cela nécessite des formulations conditionnelles qui ne permettent pas la convergence des simulations sans une très bonne initialisation. C'est pourquoi, dans le cadre de cette étude de sensibilité, nous avons utilisé l'outil Dynam'Heat développé chez NEWHEAT pour réaliser ces simulations dynamiques à partir d'un mode de pilotage standard défini par programmation procédurale. En particulier, dans le CS, un fonctionnement en débit fixe a été utilisé. Le cas d'étude et les modèles principaux sont identiques à ceux utilisés dans ce chapitre. Bien sûr, quelques différences subsistent, notamment concernant le calcul des consommations électriques, mais n'auront qu'un impact mineur sur les résultats.

Le dimensionnement de base choisi pour cette étude est le suivant : $N_b = 40$, $N_p = 12$, $\beta = 34^\circ$, $\delta = 0^\circ$, $V = 2000 \text{ m}^3$, $D_{int} = 0.200 \text{ m}$, $A_1 = 272 \text{ m}^2$, $A_2 = 91 \text{ m}^2$. Lorsque l'influence d'un de ces paramètres est testée, les autres demeurent fixes aux valeurs mentionnées ici.

La figure V.5 illustre l'influence de certaines de nos variables de dimensionnement. Sur la figure V.5(a), on observe que le LCOH est minimum pour un angle d'inclinaison des capteurs d'environ 30° pour notre cas d'étude. C'est l'angle qui permet de maximiser l'énergie captée par le CS sur toute l'année (en minimisant l'angle d'incidence moyen des rayons solaires sur les FPC) et donc l'énergie fournie au consommateur. De même, on observe, sans surprise, sur la figure V.5(b) que l'orientation optimale de notre CS à inclinaison fixe est d'être face au Sud. On observe, sur la figure V.5(c), l'influence du volume de stockage sur le LCOH et sur l'énergie totale fournie au consommateur. Pour un petit volume de cuve, le LCOH est élevé car des surchauffes apparaissent rapidement et il ne peut pas stocker toute l'énergie captée par le CS. Le LCOH atteint une valeur minimale pour un volume de stockage entre 500 et 1000 m^3 , valeur au-delà de laquelle le LCOH ré-augmente car l'énergie fournie au consommateur est maximale : la taille du CS devient alors limitante. De même, la figure V.5(d) illustre l'influence du nombre de boucles N_b . Pour un petit nombre de boucles, le LCOH est très grand car l'énergie captée est très faible et ne compense pas économiquement l'utilisation d'un si

grand volume de stockage. A mesure que N_b augmente, le LCOH diminue et l'énergie totale fournie au consommateur augmente jusqu'à ce que le volume de stockage soit trop petit et fasse apparaître des surchauffes.

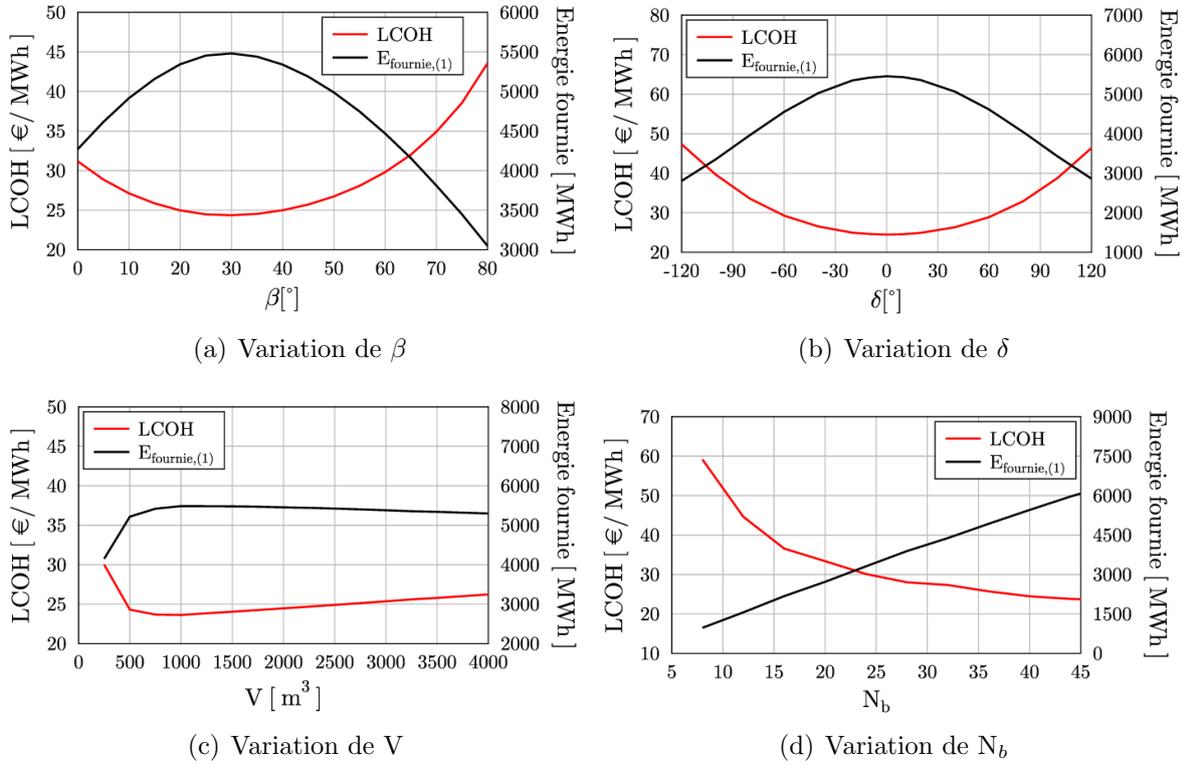


FIGURE V.5 – Étude de sensibilité sur des variables de dimensionnement

$V(m^3) \backslash N_b$	27	30	33	36	39	42	45	48	51
500	29.33	27.82	27.55	26.59	25.91	25.91	25.71	25.79	27.46
1000	29.75	28.02	27.55	26.40	25.40	24.95	24.33	23.87	25.11
1500	30.48	28.63	28.11	26.81	25.78	25.27	24.55	24.01	25.03
2000	31.36	29.36	28.67	27.33	26.25	25.69	24.90	24.30	25.34
2500	32.16	30.07	29.3	27.89	26.74	26.14	25.30	24.61	25.56
3000	32.96	30.75	29.93	28.43	27.2	26.57	25.71	24.96	25.85
3500	33.78	31.45	30.56	28.98	27.68	27.00	26.09	25.34	26.19
4000	34.62	32.24	31.14	29.55	28.19	27.43	26.5	25.73	26.52

Note : Les nombres orangés dénotent de l'apparition de surchauffes dans la CST

TABLE V.2 – Etude de l'influence de N_b et de V sur le LCOH

On observe, sur le tableau V.2 représentant la valeur du LCOH en fonction de N_b et de V , qu'il existe un nombre optimal de boucles pour un volume de cuve fixé, et réciproquement. On remarquera que ces valeurs optimales sont parfois situées dans la zone de dimensionnement faisant apparaître des surchauffes dans la CST ce qui n'est pas acceptable étant donné l'ensemble

des contraintes définies pour l'optimisation. Pour le dimensionnement précédemment défini, le meilleur LCOH obtenu, sans surchauffes, est de 24.30 €/MWh pour $N_b = 48$ et $V = 2000$ m³. La même étude avec $N_p = 18$ indique un optimum de 24.45 €/MWh pour $N_b = 30$ et $V = 2000$ m³. Le dimensionnement optimal (surface totale de CS, volume de stockage) est donc comparable. Cela indique que plusieurs LCOH optimaux peuvent exister pour différents couples $N_b - N_p$.

Les différentes études paramétriques réalisées dans cette partie ont montré l'existence de valeurs optimales concernant le dimensionnement de notre CST. Celles-ci ont été utiles pour initialiser notre problème d'optimisation. Enfin, contrairement à l'analyse de sensibilité précédente, l'optimisation permet d'optimiser l'ensemble des variables simultanément, dimensionnement et fonctionnement, en tenant compte des contraintes.

V.4 Méthode de résolution et difficultés numériques

Deux méthodes sont possibles pour réaliser l'optimisation simultanée du dimensionnement et du fonctionnement de la centrale.

- optimisation par morcellement : elle consiste à résoudre (1) l'optimisation du dimensionnement de la CST, à fonctionnement fixé, problème que l'on notera (D) puis (2) l'optimisation du fonctionnement de la CST, à dimensionnement fixé, problème que l'on notera (F), de manière itérative et sachant que les variables fixées correspondent aux variables optimales du problème précédent.
- optimisation "classique" (C) : elle consiste à résoudre le problème d'optimisation tel qu'il a été formulé, c'est-à-dire que l'on optimise le dimensionnement et le fonctionnement de la CST en une seule fois.

Que l'on utilise l'une ou l'autre des méthodes, l'optimum global du problème est le même, sous réserve de convergence et d'unicité de la solution. La complexité et la taille du problème ainsi que la difficulté d'obtenir une bonne initialisation nous ont incité à tester puis combiner les deux méthodes. Nous avons ainsi résolu différents problèmes avec des initialisations différentes, de façon à améliorer petit à petit le LCOH.

Initialement, nous avons conservé l'utilisation des by-pass du stockage et le fonctionnement des pompes défini comme dans le chapitre précédent (équations (IV.2) à (IV.4)). Cependant, le solveur rencontrait des difficultés à faire évoluer le dimensionnement donné en initialisation vers un dimensionnement plus optimal. Nous avons donc choisi, d'un part, de simplifier la structure de la CST en forçant les débits du circuit secondaire à passer par le stockage (équation (V.1)) et, d'autre part, de linéariser le fonctionnement des pompes (équations (V.2) à (V.4)). Ces simplifications ont facilité la recherche d'un optimum par le solveur.

Par la suite, au cours de résolutions successives, nous avons parfois observé un fonctionnement dynamique incohérent dans le sens où il n'aurait pas été possible (ni même pertinent) de l'implémenter dans la vie réelle. En particulier, c'est de nouveau la décharge du stockage qui nous a posé des difficultés. Ces résultats correspondent à des minima locaux, véritables solutions mathématiques qui sont incohérentes car le problème est initialement mal décrit, soit

physiquement soit numériquement. L'ajout de contraintes, définies par la suite, nous a permis de compléter la description du problème, d'exclure ces solutions et de rendre plus cohérent le fonctionnement dynamique de la CST.

- Difficulté n°1 : le débit de décharge \dot{m}_{q1} fluctue fortement entre 0 et sa valeur maximale, et ce malgré la pénalisation appliquée à la variation des débits. Dans des situations où le stockage est chargé et où la courbe de charge est quasiment constante, ce comportement est loin d'être cohérent. C'est pourquoi nous avons imposé la contrainte C1, décrite par l'équation (V.34) et illustrée par la figure V.6. Celle-ci permet de forcer la décharge du stockage lorsque la température de la première strate $T_{s(1)}$ est élevée.

$$\dot{m}_{q1} \geq \frac{0.4 \cdot \dot{m}_{max,3}}{1 + \exp\left(-0.5 \cdot \left(T_{s(1)} - \frac{T_{pe} + T_{cible} + 5}{2}\right)\right)} \quad (= \dot{m}_{q1,min}) \quad (V.34)$$

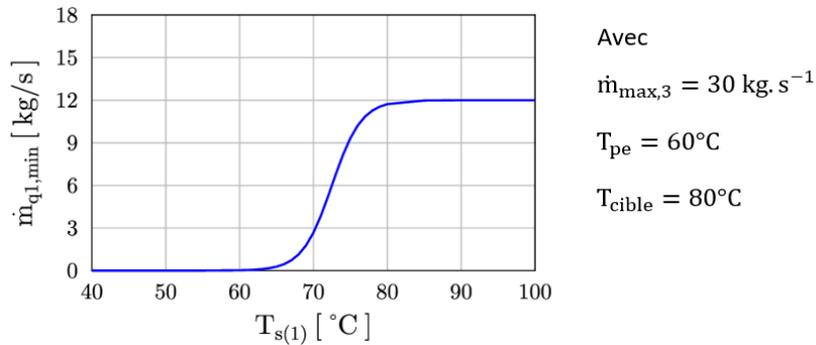


FIGURE V.6 – Illustration de la contrainte C1

- Difficulté n°2 : le débit de fourniture \dot{m}_{b2} à l'échangeur HX2 atteint parfois des valeurs très élevées par rapport au débit \dot{m}_{p2} côté consommateur ce qui entraîne une température T_R de retour au stockage très élevée. Pour améliorer le transfert thermique à l'échangeur HX2, nous avons tout d'abord simplifié la structure de la centrale en ajoutant la contrainte C2, équation (V.35), qui interdit l'utilisation de la canalisation de recirculation L_{10} puis nous avons contraint le débit \dot{m}_{b2} en appliquant la contrainte C3, équation (V.36).

$$\dot{m}_{b1} = 0 \quad (V.35)$$

$$\dot{m}_{b2} \leq 1.6 \cdot \dot{m}_{p2} \quad (V.36)$$

L'ajout de ces différentes contraintes nous permet de nous rapprocher d'un comportement plus cohérent. Cependant, nous allons voir que les résultats obtenus ne sont pas très satisfaisants d'un point de vue du fonctionnement de la CST ce qui indique que la formulation du problème n'est pas adéquate, soit physiquement, soit numériquement. Certains résultats sont toutefois intéressants à analyser, notamment en termes de dimensionnement et de valeur de LCOH.

V.5 Résultats d'optimisation et discussion

Dans cette partie, nous présentons les résultats d'optimisation obtenus. Tout d'abord, nous présentons les résultats dans leur ensemble afin d'expliquer la démarche que nous avons suivie. Puis, nous nous intéresserons de plus près aux meilleurs résultats obtenus. Enfin, nous émettrons des hypothèses quant à l'origine des erreurs qui subsistent et proposerons des pistes pour tenter de résoudre ces difficultés.

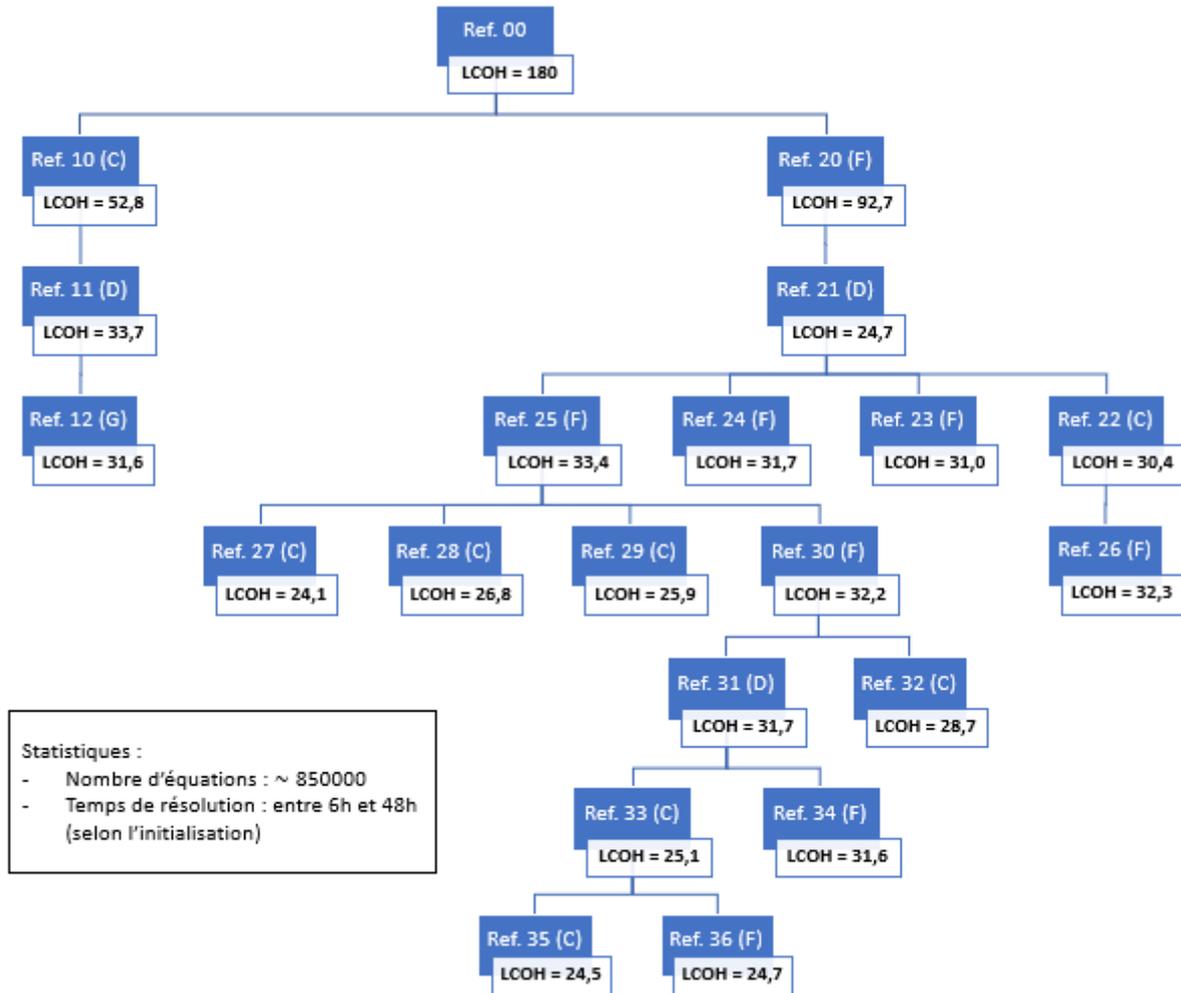


FIGURE V.7 – Références et initialisations des problèmes d'optimisation

La figure V.7 illustre l'enchaînement des problèmes d'optimisation que nous avons résolus. Cette figure va de pair avec les tableaux V.3 et V.4 qui spécifient les problèmes résolus ainsi que les résultats généraux obtenus.

La première initialisation utilisée a été choisie, pour le dimensionnement, en fonction des meilleurs résultats obtenus lors de l'analyse de sensibilité précédente. Cependant, nous avons constaté que la méthode des simulations successives, décrite en section III.5 et nous permettant d'initialiser le problème d'optimisation, a un temps de convergence beaucoup plus long pour ce problème DO-L. Nous avons donc récupéré un résultat intermédiaire de la méthode, libéré

les variables d'intérêt et laissé le solveur chercher un point de convergence à notre problème. Ainsi, la référence 00 n'est pas le résultat d'une optimisation mais correspond au premier point de convergence obtenu.

A partir de ce premier point de convergence, de nombreuses optimisations ont pu être réalisées. Sur les branches inférieures, on trouve des problèmes d'optimisation résolus avec comme point d'initialisation les résultats du problème de la branche supérieure. Par exemple, le problème n°24 a été initialisé par les résultats du problème n°21. Pour chaque référence, le type de problème est indiqué : D pour l'optimisation du dimensionnement, F pour l'optimisation du fonctionnement et C pour l'optimisation du dimensionnement et du fonctionnement ensemble. En général, plus on descend dans les branches, plus la fonction objectif (LCOH) s'améliore (diminue). Lorsque ce n'est pas le cas, c'est qu'une contrainte supplémentaire parmi les contraintes C1, C2, C3 (équations (V.34), (V.35), (V.36)) a été ajoutée au problème, ou que nous avons testé un paramètre γ_3 différent (poids donné à la pénalisation de la variation des débits). Ces caractéristiques sont détaillées dans les tableaux V.3 et V.4.

Ref.	00	10	11	12	20	21	22	23	24	25	26
Opti.		C	D	C	F	D	C	F	F	F	F
Ref. initiale		0	10	11	0	20	21	21	21	21	22
C1	×	×	×	×	×	×	×	×	×	✓	×
C2	×	×	×	×	×	×	✓	×	×	×	✓
C3	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	✓
γ_3 ($\times 10^{-6}$)	20	20	20	1	1	1	1	4	6	2	2
N_b	35.1	34.1	34.2	33.7	35.1	34.9	33.6	34.9	34.9	34.9	33.6
N_p	15.6	15.1	13.3	15.3	15.6	9.7	10.2	9.7	9.7	9.7	10.2
S_{CS} (m ²)	8739	8218	7260	8229	8739	5403	5470	5403	5403	5403	5470
β (°)	37.2	36.9	36.4	36.2	37.2	33.4	33.1	33.4	33.4	33.4	33.1
δ (°)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
A_1 (m ²)	63	85	203	208	63	127	143	127	127	127	143
A_2 (m ²)	140	107	96	67	140	82	87	82	82	82	87
D_{int} (m)	1.0	0.41	0.18	0.19	1.0	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17
V (m ³)	1807	1804	1776	1665	1807	1487	1416	1487	1487	1487	1416
LCOH (€/MWh)	180	52.8	33.7	31.6	92.7	24.7	30.4	31.0	31.7	33.4	32.3
$E_{fournie}$ (MWh)	3804	3279	3012	3368	5034	4653	3745	3395	3177	2962	3483
ϕ_{VAR}	127	66	66	14	6.5	6.5	6.8	9	7.8	4.1	3.1

Note : Les nombres grisés dénotent d'un dimensionnement fixé.

TABLE V.3 – Résultat d'optimisation : problème DO-L (1)

Le tableau V.3 regroupe les résultats obtenus lors de la première partie de notre démarche. On remarque que le LCOH du premier point de convergence (ref. 00) est très élevé comparé aux

résultats des optimisations qui ont suivi. En effet, le solveur a cherché, un point “acceptable” de convergence vérifiant simplement les contraintes (sans se préoccuper de la fonction objectif) et l’a trouvé avec un diamètre de canalisation D_{int} d’un mètre ce qui explique ce LCOH élevé. La première partie de notre démarche a été de minimiser cette valeur et de retrouver l’ordre de grandeur déterminé lors des analyses de sensibilité. Très vite, on obtient un résultat en accord avec les analyses de sensibilité (entre 23 et 25 €/MWh) : la référence 21 (n’appliquant pas les contraintes C1 à C3) indique un LCOH de 24.7 €/MWh et plus de 4600 MWh fournis au consommateur. Cependant, en regardant les résultats de plus près, on a remarqué que le fonctionnement de la CST n’était pas cohérent, en particulier lors de la décharge du stockage. Premièrement, pour une puissance demandée quasiment constante, figure V.8(d), on observe un débit de décharge \dot{m}_{q1} qui fluctue fortement entre sa borne inférieure et sa borne supérieure, figure V.8(a). Cela entraîne une puissance fournie au consommateur \dot{Q}_{HX2} très variable, figure V.8(d). Deuxièmement, on observe sur la figure V.8(b) que le débit \dot{m}_{b2} de fourniture est bien plus grand (en moyenne) que le débit \dot{m}_{p2} côté consommateur. Cela entraîne un transfert thermique à l’échangeur HX2 caractérisé par une température T_{cs2} très élevée en sortie d’échangeur et, par conséquent, une température T_R de retour au stockage élevée ce qui perturbe le comportement du stockage, figure V.8(c). Ces deux points sont les deux difficultés évoquées dans la section précédente.

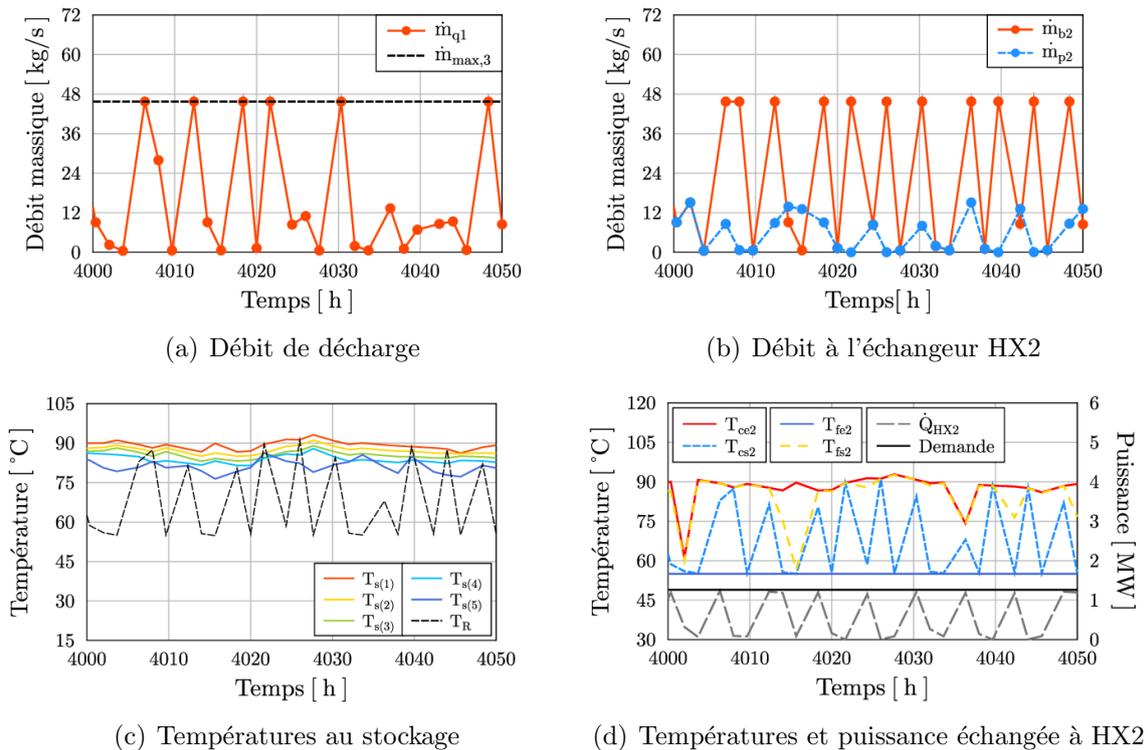


FIGURE V.8 – Référence 21 : illustration du fonctionnement incohérent

Dès lors, différents tests ont été réalisés pour tenter d’améliorer ce fonctionnement en décharge. Pénaliser plus ou moins fortement la variation des débits (paramètre γ_3) a été une méthode infructueuse dans ce cas car ces problèmes étaient toujours présents (ref. 23, 24, 27,

28). Nous avons ensuite appliqué des contraintes supplémentaires à tour de rôle (ref. 22, 25, 26, 29, 30) et nous avons constaté que le fonctionnement était plus cohérent en appliquant les trois contraintes C1, C2 et C3 (ref. 30). Ensuite, l'objectif était à nouveau d'améliorer le LCOH en conservant ces contraintes (ref. 31, 32, 33, 34, 36). En particulier, le meilleur résultat d'optimisation obtenu avec l'application des contraintes C1, C2 et C3 est un LCOH de 24.70 €/MWh (ref. 36). Pour finir, la référence 35 est une optimisation réalisée sans la contrainte C1 mais avec une initialisation proche de l'optimum obtenu. Cependant, bien que le LCOH continue à diminuer, le fonctionnement semble revenir vers les incohérences évoquées précédemment.

Ref.	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36
Opti.	C	C	C	F	D	C	C	F	C	F
Ref. initiale	25	25	25	25	30	30	31	31	33	33
C1	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	×	✓
C2	×	×	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
C3	×	×	×	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
$\gamma_3 (\times 10^{-6})$	0.5	2	2	2	2	2	2	2	2	2
N_b	27.3	22.9	23.9	34.9	35.4	32.8	25.8	35.4	34.5	25.8
N_p	16.2	19.7	19.4	9.7	9.9	12.2	19.9	9.9	18.2	19.9
S_{CS} (m ²)	7058	7200	7400	5403	5593	6387	8194	5593	10021	8194
β (°)	31.9	30.5	30.6	33.4	33.5	32.7	31.1	33.5	29.4	31.1
δ (°)	0	0	0	0	0.03	0	0.07	0.03	0.08	0.07
A_1 (m ²)	270	299	274	127	203	147	353	203	335	353
A_2 (m ²)	364	382	410	82	85	105	288	85	272	288
D_{int} (m)	0.17	0.18	0.18	0.17	0.17	0.17	0.19	0.17	0.21	0.19
V (m ³)	1122	778	865	1487	1680	1533	1665	1680	1407	1665
LCOH (€/MWh)	24.1	26.8	25.9	32.2	31.7	28.7	25.1	31.6	24.5	24.7
$E_{fournie}$ (MWh)	4732	4503	4680	3422	3759	4408	5816	3772	5985	5911
ϕ_{VAR}	0.5	3.5	2.3	1.9	1.9	1.6	1.4	1.9	1.5	1.2

Note : Les nombres grisés dénotent d'un dimensionnement fixé.

TABLE V.4 – Résultat d'optimisation : problème DO-L (2)

Le tableau V.4 contient les résultats de la deuxième partie de notre démarche. De manière générale, plusieurs variables de dimensionnement n'ont pas beaucoup évolué au fil des optimisations. L'inclinaison β des capteurs est, comme l'avait montré l'analyse de sensibilité, optimale entre 29 et 33° en moyenne par rapport à l'horizontale. L'orientation δ du CS est optimale à 0°, soit face au Sud. Le diamètre optimal des canalisations est déterminé de façon à minimiser le coût d'investissement tout en respectant la contrainte des 9 bar de pertes de charge maximales dans le circuit primaire. Par conséquent, cette limite est atteinte à chaque fois et le diamètre est minimal (0.19 m). Concernant la taille du CS, on observe une tendance à utiliser de nombreux

capteurs au sein d'une boucle malgré les pertes de charges supplémentaires et les températures potentiellement élevées que cela peut engendrer en fin de boucle (baisse d'efficacité). Pour notre résultat optimal de référence (ref. 36), la surface du CS est de 8194 m^2 et est constitué d'environ 26 boucles de chacune 20 capteurs. Le volume optimal de la cuve de stockage est de 1665 m^3 , soit légèrement plus petit que celui obtenu dans le cas "optimal" par analyse de sensibilité avec $N_p=18$. Par ailleurs, la surface d'échange optimale de l'échangeur HX1 est de 353 m^2 , soit 22% plus grande que celle de l'échangeur HX2, ce qui semble logique car la puissance solaire captée par le CS au cours d'un jour d'été est bien plus grande que la demande. Enfin, on notera, pour le résultat optimal, que le CAPEX vaut 3.17 M€ et que les OPEX de la première année sont de 43.9 k€ dont environ 10% de consommation d'électricité avec un ratio de 7.4 kWh_e consommés par MWh_{th} fourni (ce qui est un bon ratio si on considère, comme NEWHEAT, que le ratio annuel moyen pour ce type de CST est de $10 \text{ kWh}_e/\text{MWh}_{th}$).

Afin d'évaluer la qualité du résultat optimal obtenu (référence 36), nous nous intéressons à son fonctionnement. Tout d'abord, on observe sur la figure V.9 que la CST couvre moins de 10% de la demande en hiver et jusqu'à 80% de la demande en été. La CST couvre globalement 24.5% des besoins du consommateur sur l'année. On peut se dire que c'est relativement faible. Cependant, pour augmenter cette fraction solaire, il faudrait un CS bien plus grand pour augmenter la production en hiver. Sans un plus grand volume de stockage, cela entraînerait indubitablement des surchauffes dans la CST en été. De manière générale, pour ce type de demande, si on veut augmenter grandement la fraction solaire annuelle, il faudra s'attendre à un LCOH bien plus élevé. D'autre part, on observe sur la figure V.10 le bilan des puissances dans la CST sur l'année. Pour analyser le fonctionnement de la centrale de manière plus précise, nous avons sélectionné une période de 10 jours correspondant au mois de mai (heures 3048 à 3288) et dont les conditions météorologiques sont illustrées sur la figure V.11.

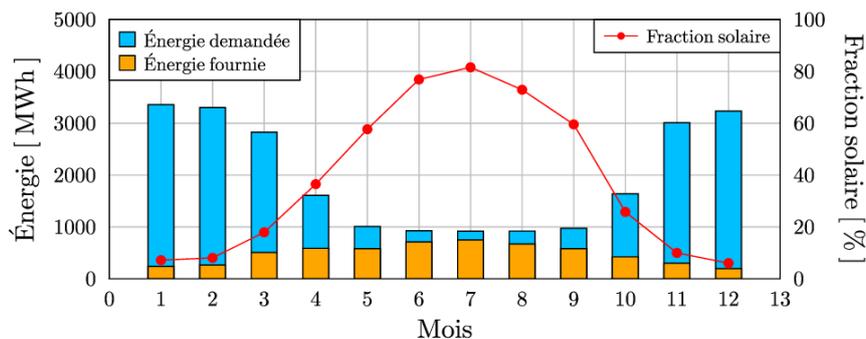


FIGURE V.9 – Énergies et fraction solaire

Sur les figures V.12 et V.13, on observe l'évolution des débits et des températures dans le circuit primaire. Comme les pas de temps sont relativement grands comparés à la dynamique du CS, il est logique de constater que le débit \dot{m}_{c1} n'est quasiment plus utilisé pour les périodes transitoires (puisque celles-ci sont "diluées" dans notre échelle de temps). Le débit total dans le CS, \dot{m}_{cs} , atteint régulièrement sa borne maximale et la température en sortie de CS dépasse rarement les 90°C . Dans ces conditions, la production d'énergie est maximale car le CS est plus efficace à basse température. On observe sur la figure V.14 que, lorsque les débits à l'échangeur HX1 sont non-nuls, ils se positionnent naturellement (sans contraintes) à l'égalité des débits

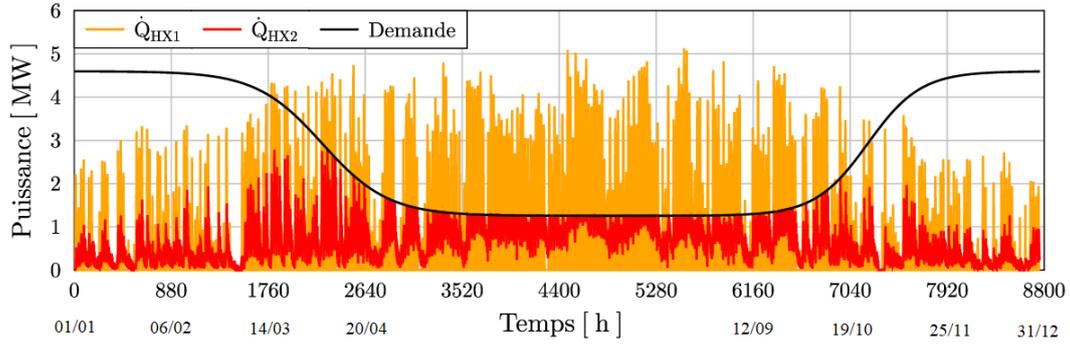


FIGURE V.10 – Évolution des puissances captées, fournies et demandées

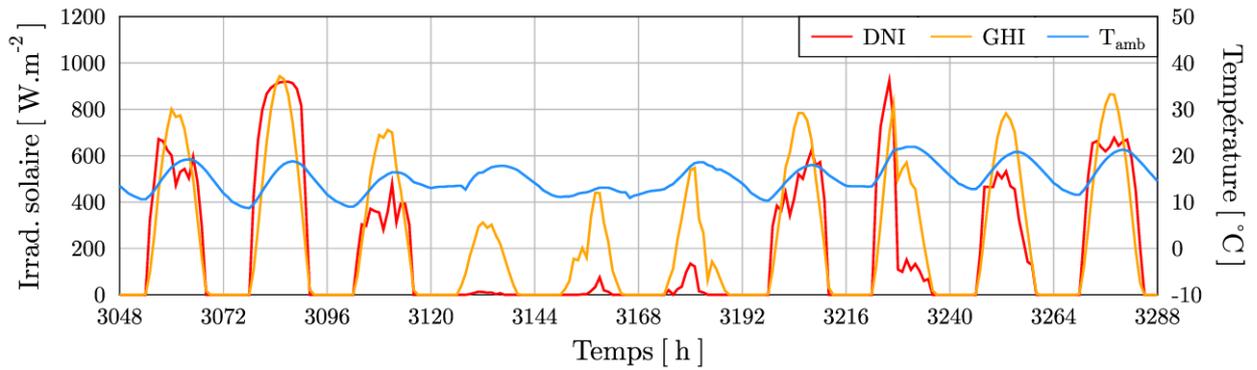


FIGURE V.11 – Condition météorologiques sur la période d'analyse sélectionnée

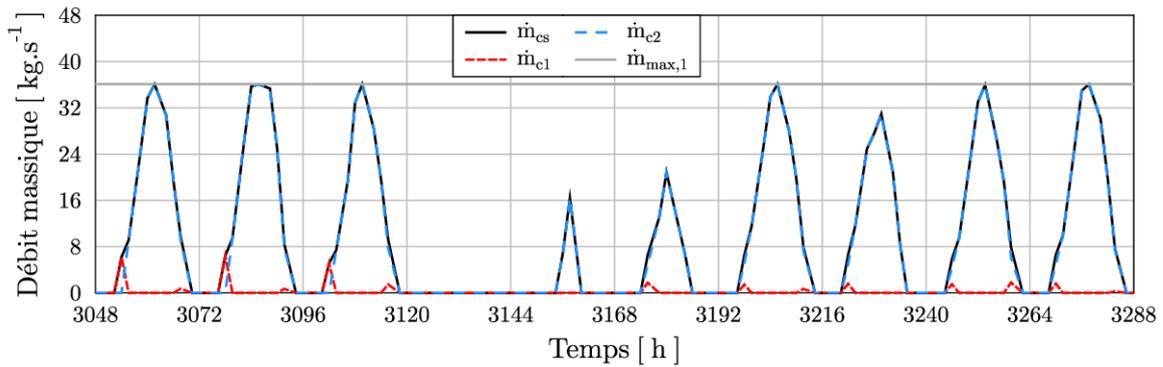


FIGURE V.12 – DO-L : Débits massiques dans le circuit primaire

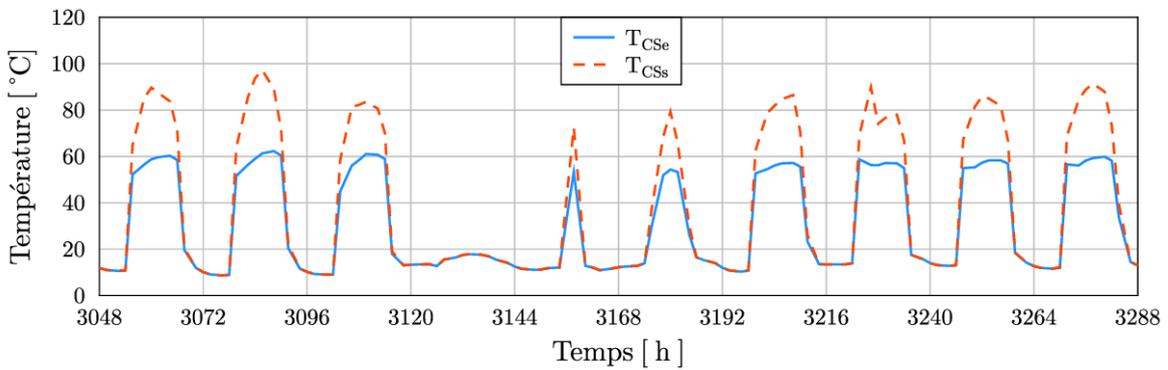


FIGURE V.13 – DO-L : Températures en entrée et sortie du CS

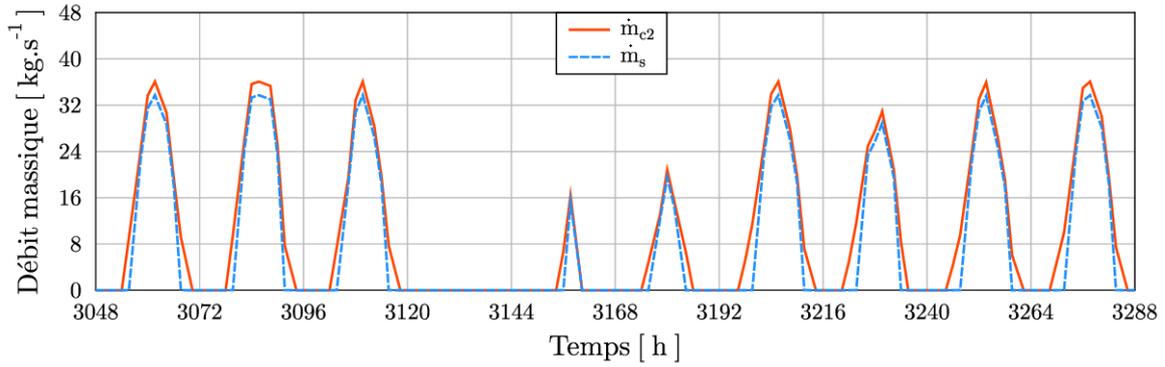


FIGURE V.14 – DO-L : Débits massiques à l'échangeur HX1

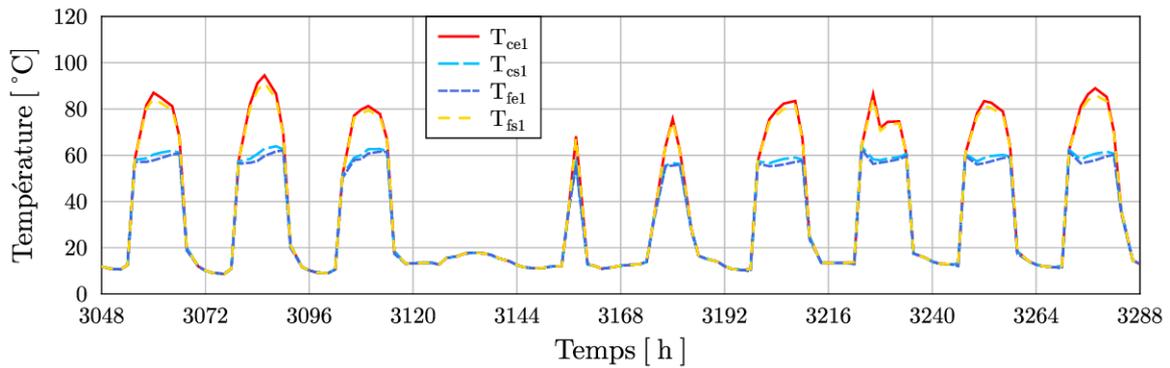


FIGURE V.15 – DO-L : Températures aux bornes de l'échangeur HX1

calorifiques ($\dot{m}_{c2}C_{p,g} \approx \dot{m}_sC_p$), maximisant ainsi le transfert thermique. En effet, la figure V.15 illustrant l'évolution des températures aux bornes de l'échangeur HX1 montre que le pincement dans l'échangeur est faible et donc que le transfert thermique est bien réalisé.

Par ailleurs, le débit \dot{m}_s , que l'on observe que la figure V.14 correspond également au débit de charge du stockage (car $\dot{m}_{s2} = 0$, équation (V.1)). On observe ainsi, sur la figure V.16, que la température dans la cuve augmente lorsque ce débit est non-nul. Sur ces 10 jours de fonctionnement, plusieurs périodes de charge et de décharge ont lieu. En particulier, du quatrième au sixième jour de cette période sélectionnée (heures 3120 à 3192), l'irradiation solaire est très faible et une longue période de décharge vide le stockage de son énergie valorisable (ici, l'énergie est valorisable pour $T > 55^\circ\text{C}$).

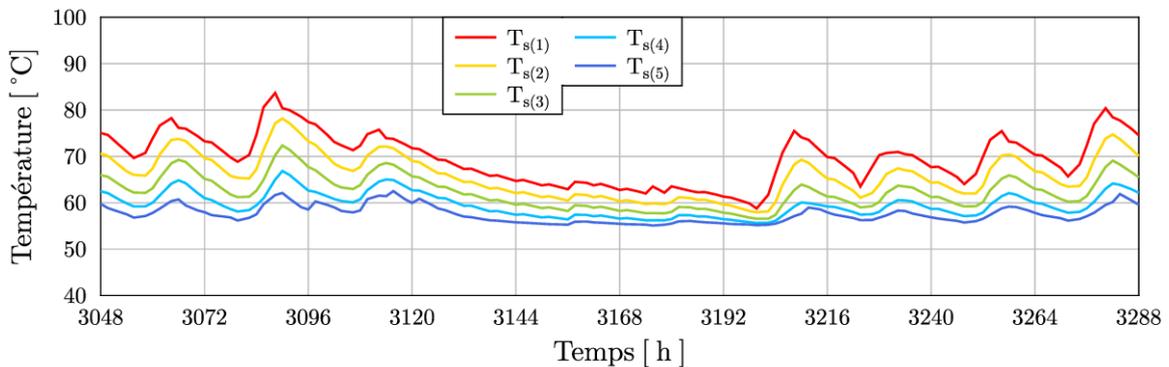


FIGURE V.16 – DO-L : Température dans la cuve de stockage

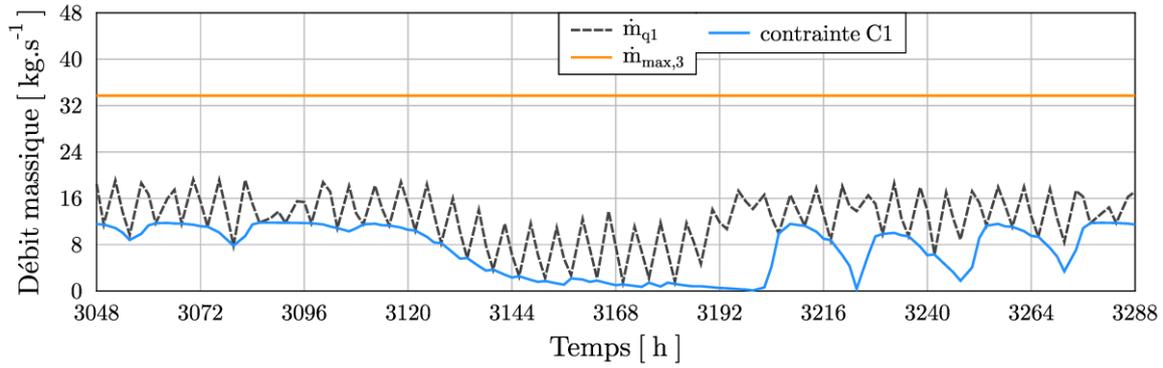


FIGURE V.17 – DO-L : Débit de décharge et contraintes

La figure V.17 illustre l'évolution du débit de décharge \dot{m}_{q1} ainsi que celle de la contrainte C1 et de sa borne maximale. On observe bien que, lorsque la température $T_{s(1)}$ en tête de cuve est suffisamment élevée, la contrainte C1 impose un débit minimal de décharge. De même, lorsque le stockage se vide, le débit minimal imposé tend vers 0. Cependant, on constate toujours de fortes fluctuations du débit de décharge qui vont se répercuter irrémédiablement sur la fourniture globale d'énergie. Bien que nous n'ayons pas réussi à améliorer cet aspect du fonctionnement de la CST sur cet horizon de temps, nous avons plusieurs hypothèses quant à l'origine de ce problème. Celles-ci sont évoquées à la fin de cette section avec des solutions qui pourraient être envisagées.

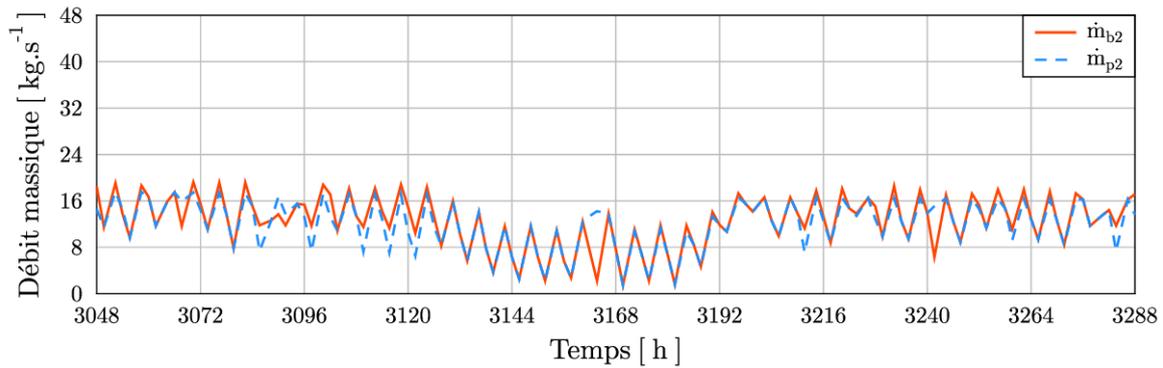


FIGURE V.18 – DO-L : Débits massiques à l'échangeur HX2

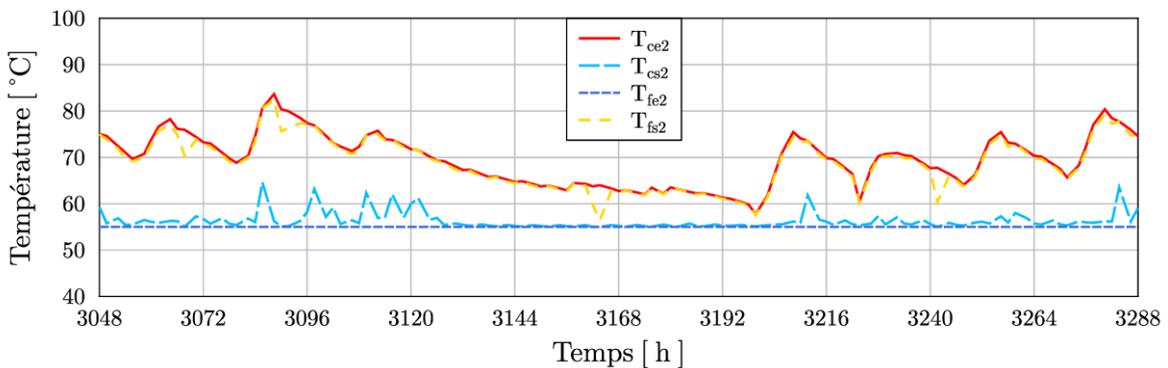


FIGURE V.19 – DO-L : Températures aux bornes de l'échangeur HX2

Les figures V.18 et V.19 illustrent l'évolution des variables à l'échangeur HX2. L'application des contraintes C2 et C3 entraînent, d'une part, l'égalité des débits \dot{m}_{q1} et \dot{m}_{b2} et, d'autre part, que les débits \dot{m}_{b2} et \dot{m}_{p2} soient proches l'un de l'autre de façon à maximiser le transfert thermique dans l'échangeur HX2. Les figures V.20 et V.21 montrent l'évolution des débits et températures dans le circuit côté consommateur. On observe ainsi que les fluctuations des débits sont liées, de la décharge du stockage jusqu'à la répartition des débits côté consommateur. D'autre part, ces fluctuations ont un impact sur la température T_{ps} . Cependant, le comportement moyen de la fourniture d'énergie est correct : lorsque la température en tête de cuve est élevée, la quantité d'énergie fournie au consommateur est grande et réciproquement.

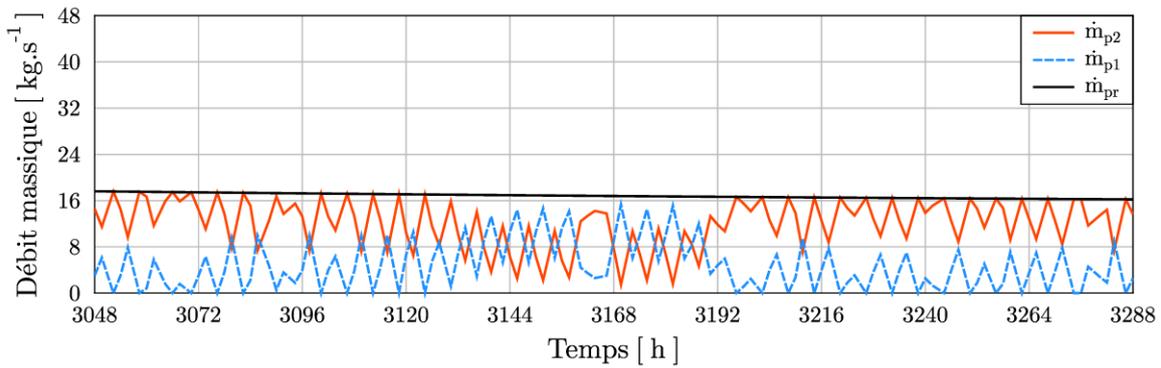


FIGURE V.20 – DO-L : Répartition des débits côté consommateur

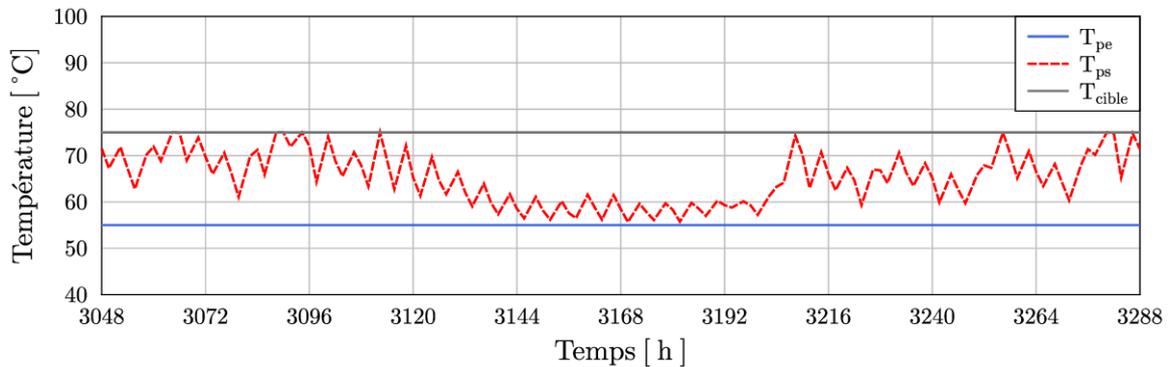


FIGURE V.21 – DO-L : Températures d'entrée et de sortie du courant consommateur

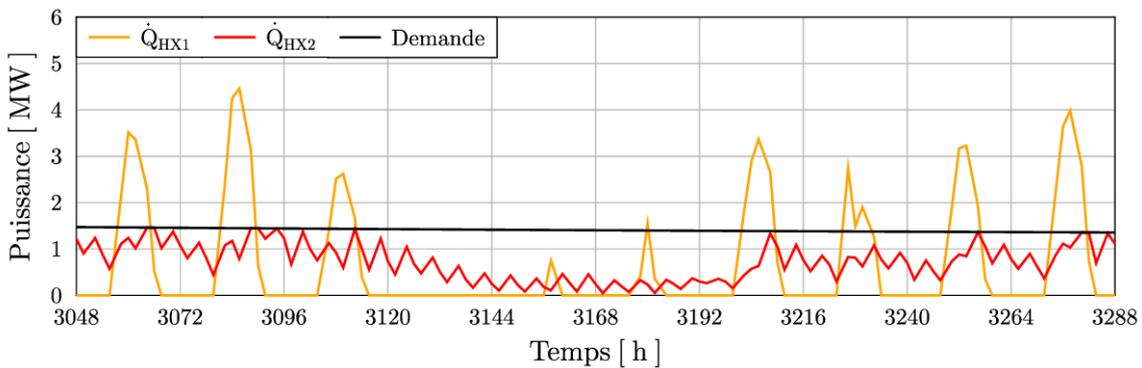


FIGURE V.22 – DO-L : Bilan des puissances pour la période sélectionnée

Finalement, la figure V.22 illustre le bilan des puissances dans la CST sur la période sélectionnée. On observe de nouveau ici que l'évolution moyenne de la puissance de fourniture \dot{Q}_{HX2} est cohérente malgré les fluctuations. C'est pour cela qu'un dimensionnement optimal intéressant semble tout de même avoir été déterminé pour notre CST et que la valeur de notre LCOH est dans le même ordre de grandeur que celui observé lors des analyses de sensibilité. Bien sûr, avec une meilleure évolution des débits de fourniture, le dimensionnement optimal serait probablement légèrement différent et le LCOH bien meilleur.

Dans le but de résoudre les difficultés numériques rencontrées et d'améliorer le fonctionnement de la CST sur une période annuelle, les pistes suivantes pourraient être considérées dans des travaux futurs :

- Une première hypothèse concernant l'origine des difficultés rencontrées est qu'une ou plusieurs variables viennent "rebondir", comme le débit de décharge sur la figure V.17, contre une contrainte ce qui peut perturber la résolution. Une solution pourrait être de formuler le problème de façon à éviter les contraintes utilisées (sous la forme d'une pénalisation de la fonction objectif par exemple, comme avec le terme ϕ_{Tmax} dans le chapitre précédent).
- Une deuxième hypothèse est que l'initialisation n'est pas suffisamment bonne pour inciter le solveur à s'écarter de ce comportement. Sur une période courte comme celle du chapitre précédent, il est relativement aisé d'obtenir une initialisation qui soit suffisamment bonne pour éviter ce type de fluctuations et obtenir un résultat optimal. Pour un horizon de temps d'un an, générer ce type d'initialisation n'est pas si simple et on retombe sur le problème de la simulation dynamique et de la difficulté à formuler correctement le débit de décharge à chaque instant en fonction de la production, de la demande et de l'état du stockage. Une meilleure initialisation pourrait peut-être être générée en améliorant notre méthode d'optimisations successives (problèmes C, D et F) par une libération progressive (une à une) des variables d'optimisation.
- La détermination d'une formulation du débit de décharge \dot{m}_{q1} qui prenne en compte la production, la demande et l'état du stockage et qui soit suffisamment simple pour son implémentation dans GAMS et pour la convergence d'une simulation dynamique pourrait également permettre de mieux initialiser une optimisation à plus ou moins long terme.
- Une autre possibilité est que la discrétisation temporelle de notre problème est trop large. Bien que cela augmente la taille du problème et donc les temps de calcul, une augmentation du nombre de points de collocation (et donc une diminution des pas de temps) pourrait améliorer la qualité des résultats.

Par ailleurs, comme nous le verrons dans les perspectives de ce manuscrit, il existe de nombreuses possibilités pour étoffer ce problème d'optimisation et le rendre encore plus réaliste par rapport à un projet réel de CST. Cependant, des améliorations de ce problème ne sont à appliquer que si le fonctionnement utilisé est cohérent et que les difficultés rencontrées dans ce chapitre sont résolues.

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons formulé un problème d'optimisation dynamique simultanée du dimensionnement et du fonctionnement d'une centrale solaire thermique sur une période d'un an avec des modèles simplifiés. L'objectif formulé au travers notamment d'un modèle financier, était de minimiser le coût moyen de la chaleur solaire vendue au consommateur (LCOH) sur la durée du projet. Le cas d'étude a ensuite été défini : nous nous sommes situés dans le Sud de la France et la courbe de charge du consommateur était semblable à celle d'un grand réseau de chaleur urbain. Une analyse de sensibilité réalisée grâce à un outil de conception de NEWHEAT a permis de déterminer l'influence de différentes variables de dimensionnement sur le LCOH. C'est notamment à partir des meilleurs résultats de cette analyse de sensibilité que nous avons initialisé les variables de dimensionnement de notre problème d'optimisation. Puis, nous avons détaillé la démarche utilisée pour résoudre ce problème ainsi que les difficultés que nous avons rencontrées. Enfin, nous avons analysé les résultats d'un point de vue du dimensionnement et d'un point de vue du fonctionnement optimal obtenu. Bien que les contraintes supplémentaires aient permis d'améliorer le fonctionnement de la CST et de déterminer un dimensionnement et un LCOH optimaux intéressants, les fluctuations observées pour les débits de décharge et de fourniture de l'énergie au consommateur dégradent la qualité globale des résultats. Enfin, différentes pistes ont été évoquées dans le but d'améliorer les résultats obtenus.

Conclusions et perspectives

Conclusion générale

Devant le contexte climatique et énergétique mondial actuel, des solutions doivent être trouvées pour remplacer progressivement l'usage des ressources fossiles. Les énergies renouvelables se sont largement développées au cours des vingt dernières années pour permettre la production de chaleur et d'électricité. Cependant, des ressources à fort potentiel comme le solaire thermique sont encore très peu exploitées. Très utilisé à l'échelle résidentielle en France, le solaire thermique de grande dimension peut permettre de diminuer grandement la consommation d'énergies fossiles lorsqu'il est intégré à un procédé industriel ou à un réseau de chaleur urbain. Ce développement du solaire thermique à l'échelle industrielle nécessite des outils afin de dimensionner et d'exploiter ce type de système.

L'étude bibliographique présentée dans ce travail montre que la majorité des travaux d'optimisation des centrales solaires thermiques ont porté sur des systèmes hautes températures pour la production d'électricité. Dans le cas de centrales permettant la production de chaleur basse température, les travaux de la littérature se sont principalement concentrés sur l'optimisation technico-économique du dimensionnement en se basant sur des stratégies de contrôle standards. Cependant, la connaissance à plus ou moins long terme de la courbe de charge d'un consommateur de chaleur et des conditions météorologiques peut également permettre une optimisation dynamique du fonctionnement de ces systèmes basse température. En particulier, l'utilisation d'un stockage thermique par chaleur sensible, caractérisé par une dynamique lente et permettant de déphaser la production et la demande de chaleur, offre des degrés de liberté qui peuvent faire apparaître des stratégies de fonctionnement contre-intuitives. Ainsi, nous proposons, d'une part, une méthodologie pour l'optimisation dynamique du fonctionnement d'une centrale solaire thermique produisant de la chaleur solaire basse température sur un horizon de temps court (1 jour - 1 semaine) et, d'autre part, une méthodologie pour l'optimisation dynamique simultanée du dimensionnement et du fonctionnement d'une telle centrale sur une période d'un an.

Les différents éléments d'une centrale solaire thermique sont modélisés : champ solaire, échangeur de chaleur, cuve de stockage, pompes, canalisations, dispositif de tracking solaire. Pour les modèles les plus lourds et les plus complexes, des modèles simplifiés sont également développés pour faciliter la convergence des simulations et optimisations. Dans l'ensemble de ces travaux (simulation et optimisation), nous avons choisi une résolution dite orientée-équation où tout le système d'équations doit être transformé en un système purement algébrique et où le

problème peut alors être résolu par un algorithme de type NLP dont les équations algébriques sont les contraintes. Cette résolution s'est faite dans le logiciel GAMS en utilisant les solveurs NLP appropriés inclus dans ce logiciel. Nous avons utilisé la méthode de collocation orthogonale sur éléments finis pour transformer notre système d'équations algébro-différentielles en un système purement algébrique. En appliquant cette méthode, nous avons simulé les différents modèles développés afin de les comparer. Puis, nous avons confronté certains modèles aux données expérimentales issues de la centrale de Condat-sur-Vézère. La précision de nos modèles a ainsi pu être quantifiée. Pour l'implémentation des deux problèmes d'optimisation envisagés, des compromis entre précision des modèles et temps de calcul ont dû être réalisés.

Afin de faciliter la convergence d'une simulation dynamique d'une centrale, une méthode par simulations successives a été développée en faisant évoluer progressivement les données d'entrée du problème (météo, courbe de charge) d'un faux régime permanent (profils plats) vers des conditions réelles. Puis, la simulation dynamique d'une centrale nous a permis de comprendre l'intérêt de l'optimisation dynamique. En effet, afin de saturer les degrés de liberté et de permettre la convergence de la simulation, des contraintes doivent être imposées sur certaines variables de fonctionnement (comme le débit de décharge du stockage). Les difficultés rencontrées pour formuler ces contraintes de manière cohérente et sans faire intervenir des fonctions conditionnelles ou discontinues, montrent tout l'intérêt de l'optimisation dynamique.

Le premier problème d'optimisation défini a concerné le fonctionnement dynamique d'une centrale sur un horizon de temps de cinq jours. Dans ce cas, le dimensionnement de la centrale est donc fixé et l'objectif est de maximiser les bénéfices liés à la vente de chaleur solaire au consommateur en prenant en compte les coûts de fonctionnement. Quatre cas sont étudiés. Le premier utilise un champ solaire ayant une inclinaison fixe et orienté face au Sud. Le second utilise un dispositif de tracking solaire forçant les capteurs à suivre la trajectoire du Soleil d'Est en Ouest. Les deux derniers cas utilisent l'inclinaison des capteurs du champ solaire en tant que variable d'optimisation. Les résultats d'optimisation ont fait apparaître des stratégies optimales de fonctionnement parfois contre-intuitives. En particulier, une stratégie de défocalisation (ou encore de modulation de puissance) d'un champ solaire utilisant un dispositif de tracking s'est avérée être un moyen efficace pour éviter les surchauffes dans la centrale et ainsi ménager le fonctionnement hydraulique lorsque les journées ensoleillées se suivent et que la demande en chaleur du consommateur est basse.

Le deuxième problème défini s'est concentré sur l'optimisation dynamique simultanée du dimensionnement et du fonctionnement d'une centrale sur une période d'un an. L'objectif est alors de minimiser le coût moyen de la chaleur solaire vendue au consommateur sur la durée totale du projet (LCOH) en prenant en compte les coûts d'investissement et de fonctionnement de la centrale. Notre méthode de résolution pour ce problème est une succession d'optimisations portant soit sur le dimensionnement de la centrale, soit sur son fonctionnement et enfin, sur les deux simultanément. Plusieurs difficultés ont été rencontrées. En particulier, le débit de décharge de la cuve de stockage a montré des fluctuations incohérentes que nous n'avons pas réussi à résoudre malgré les différentes solutions testées (pénalisation, contraintes). Les résultats obtenus pour les dimensionnement et LCOH optimaux sont toutefois encourageants. Enfin, différentes pistes ont été évoquées pour tenter d'améliorer le fonctionnement optimal

sur cet horizon de temps.

Finalement, ces travaux innovants ont démontré l'intérêt d'utiliser l'optimisation dynamique lorsque l'on souhaite exploiter et dimensionner une centrale solaire thermique d'un point de vue technico-économique.

Perspectives

Le premier outil proposé (problème DO-C) peut être utilisé pour l'optimisation du fonctionnement d'une centrale solaire thermique. Des points d'améliorations peuvent cependant être apportés :

- Utiliser des modèles plus précis, en particulier pour le stockage et éventuellement le champ solaire.
- Diminuer les pas de temps de façon à encore mieux apprécier la dynamique du champ solaire.
- Représenter la source d'énergie complémentaire du consommateur et prendre en compte le coût de cette énergie ainsi que les taxes sur l'émission éventuelle de dioxyde de carbone.
- Adapter la structure de la centrale de façon à disposer potentiellement de plusieurs sous-champs solaires et de plusieurs points d'intégration au procédé consommateur (à différents niveaux de température).
- Adapter l'outil de façon à simuler la production et la fourniture de chaleur haute température grâce à des capteurs cylindro-paraboliques par exemple.
- Mettre en place une interface accessible pour des utilisateurs non initiés à GAMS.

Par ailleurs, il nous semble que ce premier outil est un bon point de départ vers des applications telles que l'optimisation dynamique en temps réel.

Pour le second outil (problème DO-L, optimisation dynamique simultanée du dimensionnement et du fonctionnement de la CST sur une période d'un an), des améliorations sont nécessaires afin de le rendre apte à une utilisation pour le dimensionnement détaillé d'une centrale solaire thermique. En particulier, afin d'améliorer et d'étoffer l'outil, les points suivants peuvent être considérés :

- Améliorer le fonctionnement de la décharge du stockage en appliquant les pistes évoquées dans le chapitre V (principalement numériques).
- Utiliser des modèles plus précis, en particulier pour le stockage et éventuellement le champ solaire.
- Imposer, en fonctionnement, des débits minimums valant 40% du débit nominal (comme pour le premier outil).
- Ajouter une contrainte de vitesse maximale dans les canalisations afin de ralentir l'usure des tuyaux. Dans notre cas, le diamètre optimal était le diamètre minimal respectant la contrainte de pertes de charge maximale dans le circuit primaire.

- Utiliser comme fonction objectif les économies réalisées par le consommateur en prenant en compte le LCOH, le coût de son énergie complémentaire (fossile) et la quantité d'énergie fournie par la centrale. A LCOHs égaux, le dimensionnement privilégié serait celui qui permet de réaliser le plus d'économies pour le client.
- Prendre en compte un diamètre de manifold variable et potentiellement différent entre chacune des boucles du champ solaire.
- Donner la possibilité d'utiliser différents types de capteurs au sein d'une boucle (simple vitrage - double vitrage par exemple) et de prendre en compte des contraintes de terrain et ainsi d'avoir potentiellement un nombre de capteurs par boucle différent selon les boucles.
- Prendre en compte l'utilisation éventuelle d'un dispositif de tracking solaire ainsi que le coût d'un tel système (fourniture et fonctionnement).

Ainsi, il existe de nombreuses possibilités d'étoffer ce second problème. Il faudra toutefois réussir à améliorer le fonctionnement optimal de la centrale sur une période longue avant de songer à complexifier le problème.

Enfin, d'une manière générale, c'est par le développement de ce type d'outil dynamique favorisant l'aide à la décision que les grands consommateurs d'énergie pourront répondre progressivement aux enjeux du mix énergétique et, en particulier, lorsque les systèmes énergétiques concernés sont complexes et potentiellement multi-sources (fossile, solaire, biomasse, etc.).

Bibliographie

- [1] Groupe Intergouvernemental d'experts sur l'Evolution du Climat. Changements climatiques 2014 : rapport de synthèse. Rapport technique, 2015.
- [2] Nations Unies. Protocole de Montréal relatif à des substances qui appauvrissent la couche d'ozone. *In Recueil des Traités*. janvier 1989.
- [3] Nations Unies. Convention-cadre des Nations Unies sur les changements climatiques. *In Recueil des Traités*, Vol. 1771. mai 1992.
- [4] Nations Unies. Protocole de Kyoto à la Convention-cadre des Nations Unies sur les changements climatiques. *In Recueil des Traités*, Vol. 2303. février 2005.
- [5] Nations Unies. Accord de Paris, 2015.
- [6] Commissariat Général au Développement Durable. Chiffres clés de l'énergie. Rapport technique, Service de l'Observation et des Statistiques, 2019.
- [7] Commissariat Général au Développement Durable. Chiffres clés des énergies renouvelables. Rapport technique, Service de l'Observation et des Statistiques, 2019.
- [8] ADEME. Réseaux de chaleur et de froid, état des lieux de la filière : marchés, emplois, coûts. Rapport technique, 2019.
- [9] Syndicat National du Chauffage Urbain et de la Climatisation Urbaine. Enquête annuelle sur les réseaux de chaleur et de froid. Restitution des statistiques 2017. Rapport technique, 2018.
- [10] AMORCE. Solaire thermique et Réseaux de chaleur. Rapport technique RCT 37, 2011.
- [11] F. Bava. *Modeling of solar collector fields for solar heating plants in district heating systems*. Thèse de doctorat, Danish Technical University, Lyngby, 2017.
- [12] S. Kalogirou. The potential of solar industrial process heat applications. *Applied Energy*, 76(4):337–361, 2003.
- [13] S. Mekhilef, R. Saidur et A. Safari. A review on solar energy use in industries. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(4), 2011.
- [14] A. Eisentraut et A. Brown. Heating without Global Warming : Market Developments and Policy Considerations for Renewable Heat. rapport iea, 2014.
- [15] S. A. Kalogirou. Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30(3):231–295, 2004.
- [16] Euroheat & Power. ECOHEATCOOL. Work package 1. The European Heat Market. Rapport technique, 2006.

- [17] EurObserv'ER. Baromètres solaire thermique et solaire thermodynamique. Rapport technique, 2018.
- [18] IEA. Technology Roadmap : Solar Heating and Cooling. Rapport technique, 2012.
- [19] IEA. Integration Guideline. Solar Process Heat for Production and Advanced Applications. Rapport technique Task 49, Solar Heating & Cooling programme, 2015.
- [20] S.A. Klein, W. A. Beckman et J.A. Duffie. A design procedure for solar heating systems. *Solar Energy*, 18(2):113–127, 1976.
- [21] J. A. Duffie et W. A. Beckman. *Solar engineering of thermal processes*. John Wiley, 4ème édition, 2013.
- [22] InSun Project. *InSun Best Practice Book. Industrial Process Heat by Solar Collectors*. 2015.
- [23] IEA. Solar Heat Worldwide. Global Market Development and Trends in 2018. Rapport technique, Solar Heating & Cooling programme, 2019.
- [24] Y. Tian et C.Y. Zhao. A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications. *Applied Energy*, 104:538–553, 2013.
- [25] G. Colangelo, E. Favale, P. Miglietta et A. de Risi. Innovation in flat solar thermal collectors : A review of the last ten years experimental results. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 57:1141–1159, 2016.
- [26] AFNOR. Installations solaires thermiques et leurs composants. Capteurs solaires. Partie 2 : Méthode d'essai, 2006.
- [27] ISO/FDIS 9806. Énergie solaire - Capteurs thermiques solaires - Méthodes d'essai. International Standard., 2017.
- [28] F. Bava et S. Furbo. A numerical model for pressure drop and flow distribution in a solar collector with U-connected absorber pipes. *Solar Energy*, 134:264–272, 2016.
- [29] IEA. Requirements & guidelines for collector loop installation. Rapport technique Task 45, Solar Heating & Cooling programme, 2014.
- [30] G. Faure. *Etude de défauts critiques des installations solaires thermiques de grande dimension : définition, modélisation et diagnostic*. Thèse de doctorat, Université de Grenoble Alpes, 2018.
- [31] F. Bava, J. Dragsted et S. Furbo. A numerical model to evaluate the flow distribution in a large solar collector field. *Solar Energy*, 143:31–42, 2017.
- [32] M.A. Abdelghani-Idrissi, S. Khalfallaoui, D. Seguin, L. Vernières-Hassimi et S. Leveneur. Solar tracker for enhancement of the thermal efficiency of solar water heating system. *Renewable Energy*, 119:79–94, 2018.
- [33] E. Guelpa et V. Verda. Thermal energy storage in district heating and cooling systems : A review. *Applied Energy*, 252, 2019.
- [34] I. Dincer et M. Rosen. *Thermal energy storage : systems and applications*. Wiley, 2ème édition, 2011.

-
- [35] C. A. Cruickshank. *Evaluation of a stratified multi-tank thermal storage for solar heating applications*. Thèse de doctorat, Queen’s University, Canada, 2009.
- [36] D. Blandin. *Modélisation et validation expérimentale de nouveaux concepts de ballons solaires à forte stratification*. Thèse de doctorat, INSA Lyon - CSTB/CETHIL, Lyon, France, 2010.
- [37] E. Terzibachian. *Modélisation dynamique d’un dispositif de stockage par chaleur sensible intégré à un système énergétique*. Thèse de doctorat, CNAM, Paris, France, 2017.
- [38] I. Al-Hinti, A. Al-Ghandoor, A. Maaly, I. Abu Naqera, Z. Al-Khateeb et O. Al-Sheikh. Experimental investigation on the use of water-phase change material storage in conventional solar water heating systems. *Energy Conversion and Management*, 51(8):1735–1740, 2010.
- [39] E Mettawee et G Assassa. Experimental study of a compact PCM solar collector. *Energy*, 31(14):2958–2968, 2006.
- [40] D. Haillot, E. Franquet, S. Gibout et J.-P. Bédécarrats. Optimization of solar DHW system including PCM media. *Applied Energy*, 109:470–475, 2013.
- [41] F. E. Marias. *Analyse, conception et expérimentation de procédés de stockage thermique résidentiel de longue durée par réaction thermochimique à pression atmosphérique*. Thèse de doctorat, Université de Grenoble, 2006.
- [42] H. Liu, K. E. N’Tsoukpoe, N. Le Pierres et L. Luo. Evaluation of a seasonal storage system of solar energy for house heating using different absorption couples. *Energy Conversion and Management*, 52(6):2427–2436, 2011.
- [43] L. Wang, B. Sundén et M. Manglik. *Plate Heat Exchangers : Design, Applications and Performance*. WIT Press, 2007.
- [44] T. Muneer, C. Gueymard, H. Kambezidis et T. Muneer. *Solar radiation and daylight models*. Elsevier, 2ème édition, 2004.
- [45] R. Perez, R. Seals, P. Ineichen, R. Stewart et D. Menicucci. A new simplified version of the Perez diffuse irradiance model for tilted surfaces. *Solar energy*, 39(3):221–231, 1987.
- [46] S. A. Klein, J. A. Duffie et W. A. Beckman. Transient considerations of flat-plate solar collectors. *Journal of Engineering for Power*, 96(2):109–113, 1974.
- [47] L. A. Tagliafico, F. Scarpa et M. De Rosa. Dynamic thermal models and CFD analysis for flat-plate thermal solar collectors – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 30:526–537, 2014.
- [48] H. Hottel et A. Whillier. Evaluation of flat-plate solar collector performance. *Transactions of the conference on the use of solar energy thermal processes.*, pages 74–104, 1955.
- [49] R. W. Bliss. The derivations of several “Plate-efficiency factors” useful in the design of flat-plate solar heat collectors. *Solar Energy*, 3(4):55–64, 1959.
- [50] S. Fischer, W. Heidemann, H. Müller-Steinhagen, B. Perers, P. Bergquist et B. Hellström. Collector test method under quasi-dynamic conditions according to the European Standard EN 12975-2. *Solar Energy*, 76(1-3):117–123, 2004.

- [51] C. Plantier, G. Fraisse et G. Achard. Development and experimental validation of a detailed flat-plate solar collector model. *In 5th French and European TRNSYS user meeting*, 2003.
- [52] B. Perers. Dynamic method for solar collector array testing and evaluation with standard database and simulation programs. *Solar Energy*, 50(6):517–526, 1993.
- [53] B. Perers. An improved dynamic solar collector test method for determination of non-linear optical and thermal characteristics with multiple regression. *Solar Energy*, 59(4-6):163–178, 1997.
- [54] D. J. Close. A design approach for solar processes. *Solar Energy*, 11(2):112–122, 1967.
- [55] J. Deng, Y. Xu et X. Yang. A dynamic thermal performance model for flat-plate solar collectors based on the thermal inertia correction of the steady-state test method. *Renewable Energy*, 76:679–686, 2015.
- [56] H. J. Hou. A transient test method for thermal performance of flat-plate solar collectors. *Acta Energiæ Solaris Sinica*, 3:310–314, 2004.
- [57] J. Deng, R. Ma, G. Yuan, C. Chang et X. Yang. Dynamic thermal performance prediction model for the flat-plate solar collectors based on the two-node lumped heat capacitance method. *Solar Energy*, 135:769–779, 2016.
- [58] N. E. Wijesundera. Comparison of transient heat transfer models for flat plate collectors. *Solar Energy*, 21:517–521, 1978.
- [59] G. L. Morrison et D. B. J. Ranatunga. Transient response of thermosyphon solar collectors. *Solar Energy*, 24:55–61, 1980.
- [60] A. J. De Ron. Dynamic modelling and verification of a flat-plate solar collector. *Solar Energy*, 24(2):117–128, 1980.
- [61] W. Kamminga. The approximate temperatures within a flat-plate solar collector under transient conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 28:433–440, 1985.
- [62] W. Kong, Z. Wang, X. Li, X. Li et N. Xiao. Theoretical analysis and experimental verification of a new dynamic test method for solar collectors. *Solar Energy*, 86(1):398–406, 2012.
- [63] W. Kong, Z. Wang, J. Fan, P. Bacher, B. Perers, Z. Chen et S. Furbo. An improved dynamic test method for solar collectors. *Solar Energy*, 86(6):1838–1848, 2012.
- [64] R. Baccoli, U. Carlini, S. Mariotti, R. Innamorati, E; Solinas et P. Mura. Graybox and adaptative dynamic neural network identification models to infer the steady state efficiency of solar thermal collectors starting from the transient condition. *Solar Energy*, 84(6):1027–1046, 2010.
- [65] S. Fischer, P. Frey et H. Drück. A comparison between state-of-the-art and neural network modelling of solar collectors. *Solar Energy*, 86(11):3268–3277, 2012.
- [66] X. A. Wang, Y. F. Xu et X. Y. Meng. A filter method for transient testing of collector performance. *Solar Energy*, 38(2):125–134, 1987.

- [67] E.H. Amer, J.K. Nayak et G.K. Sharma. A new dynamic method for testing solar flat-plate collectors under variable weather. *Energy Conversion and Management*, 40(8):803–823, 1999.
- [68] J. Appelbaum et J. Bany. Shadow effect of adjacent solar collectors in large scale systems. *Solar Energy*, 23(6):497–507, 1979.
- [69] J. Bany et J. Appelbaum. The effect of shading on the design of a field of solar collectors. *Solar cells*, 20(3):201–228, 1987.
- [70] O. Dumont, C. Carmo, R. Dickes, E. Georges et V. Lemort. Hot water tanks : How to select the optimal modelling approach? *In Proceedings of CLIMA*, Aalborg, 2016.
- [71] S. Ievers et W. Lin. Numerical simulation of three-dimensional flow dynamics in a hot water storage tank. *Applied Energy*, 86(12):2604–2614, 2009.
- [72] J. Fan et S. Furbo. Thermal stratification in a hot water tank established by heat loss from the tank. *Solar Energy*, 86(11):3460–3469, 2012.
- [73] R. De Césaró Oliveski, A. Krenzinger et H. A. Vielmo. Comparison between models for the simulation of hot water storage tanks. *Solar Energy*, 75(2):121–134, août 2003.
- [74] K. Johannes, G. Fraisse, G. Achard et G. Rusaouën. Comparison of solar water tank storage modelling solutions. *Solar Energy*, 79(2):216–218, 2005.
- [75] M. N. A. Hawlader, T. Y. Bong et T. S. Lee. A thermally stratified solar water storage tank. *International Journal of Solar Energy*, 6(2):119–138, 1988.
- [76] B. J. Newton. Modelling of Solar Storage Tanks. Thèse de Master. University of Wisconsin-Madison, 1995.
- [77] K. M. Powell et T. F. Edgar. An adaptive-grid model for dynamic simulation of thermocline thermal energy storage systems. *Energy Conversion and Management*, 76:865–873, 2013.
- [78] R. Dickes, A. Desideri, V. Lemort et S. Quoilin. Model reduction for simulating the dynamic behavior of parabolic troughs and a thermocline energy storage in a micro-solar power unit. *In Proceedings of ECOS*, 2015.
- [79] A. Chaker et H. Bouchetiba. Thermal behavior of a storage tank of solar water heater in cases of charge and discharge. *International Journal of Computing, Communication and Instrumentation Engineering*, 4(1), 2017.
- [80] E. M. Kleinbach, W. A. Beckman et S. A. Klein. Performance study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks. *Solar energy*, 50(2):155–166, 1993.
- [81] R. Franke. Object-oriented modeling of solar heating systems. *Solar Energy*, 60(3-4):171–180, 1997.
- [82] E. M. Kleinbach. Performance study of one-dimensional models for stratified thermal storage tank. Thèse de Master. University of Wisconsin-Madison, 1990.
- [83] R. Viskanta, M. Behnia et A. Karalis. Interferometric observations of the temperature structure in water cooled or heated from above. *Advances in Water Resources*, 1(2):57–69, 1977.

- [84] Y.H. Zurigat, A.J. Ghajar et P.M. Moretti. Stratified thermal storage tank inlet mixing characterization. *Applied Energy*, 30(2):99–111, 1988.
- [85] A. Campos Celador, M. Odriozola et J.M. Sala. Implications of the modelling of stratified hot water storage tanks in the simulation of CHP plants. *Energy Conversion and Management*, 52(8-9):3018–3026, 2011.
- [86] J. A. W. Gut et J. M. Pinto. Modeling of plate heat exchangers with generalized configurations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(14):2571–2585, 2003.
- [87] F. Mota, E.P. Carvalho et M. Ravagnani. Modeling and design of plate heat exchanger. In Kazi, éditeur. *Heat transfer studies and applications*. InTech, 2015.
- [88] S. G. Kandlikar et R. K. Shah. Multipass plate heat exchangers—Effectiveness-NTU results and guidelines for selecting pass arrangements. *Journal of Heat Transfer*, 111(2):300, 1989.
- [89] S. G. Kandlikar et R. K. Shah. Asymptotic effectiveness-NTU formulas for multipass plate heat exchangers. *Journal of Heat Transfer*, 111(2):314, 1989.
- [90] S. Kakaç et H. Liu. *Heat exchangers : selection, rating, and thermal design*. CRC Press, 2ème édition, 2002.
- [91] R. L. Pradhan, D. Ravikumar et D. L. Pradhan. Review of Nusselt number correlation for single phase fluid flow through a plate heat exchanger to develop C# code application software. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 2008.
- [92] A. Muley et R. M. Manglik. Experimental study of turbulent Flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates. *Journal of Heat Transfer*, 121(1):110, 1999.
- [93] M. Dongellini, S. Falcioni et G.L. Morini. Dynamic simulation of solar thermal collectors for domestic hot water production. *Energy Procedia*, 82:630–636, 2015.
- [94] W. A. Beckman, S. A. Klein et J. A. Duffie. *Solar Heating Design by the f-Chart Method*. Wiley-Interscience, New York, 1977.
- [95] C. Winterscheid, J.-O. Dalenbäck et Stefan Holler. Integration of solar thermal systems in existing district heating systems. *Energy*, 137:579–585, 2017.
- [96] S. Couturier. Dynamic simulation of central solar heating plant with seasonal storage with TRNSys software. In *Proceedings of the ISES Solar World Congress*, pages 1–7, Kassel, Germany, 2011.
- [97] M. A. Lozano, A. Anastasia et F. Palacin. Simulation study and economic analysis of large-scale solar heating plants in Spain. In *Proceedings of the EuroSun 2010 Conference*, pages 1–8, Graz, Austria, 2010.
- [98] L. Yang, E. Entchev, A. Rosato et S. Sibilio. Smart thermal grid with integration of distributed and centralized solar energy systems. *Energy*, 122:471–481, 2017.
- [99] G. Ciampi, A. Rosato et S. Sibilio. Thermo-economic sensitivity analysis by dynamic simulations of a small Italian solar district heating system with a seasonal borehole thermal energy storage. *Energy*, 143:757–771, 2018.

-
- [100] R. Renaldi et D. Friedrich. Techno-economic analysis of a solar district heating system with seasonal thermal storage in the UK. *Applied Energy*, 236:388–400, 2019.
- [101] F. Cuevas, C. Murray, W. Platzer et A. Heimsath. Large scale solar plants integration in electro-winning copper recuperation process. *Energy Procedia*, 70:605–614, 2015.
- [102] J. A. Quijera, M. G. Alriols et J. Labidi. Integration of a solar thermal system in canned fish factory. *Applied Thermal Engineering*, 70(2):1062–1072, 2014.
- [103] J. P. Vargas-Bautista, A. J. García-Cuéllar, S. L. Pérez-García et C. I. Rivera-Solorio. Transient simulation of a solar heating system for a small-scale ethanol-water distillation plant : Thermal, environmental and economic performance. *Energy Conversion and Management*, 134:347–360, 2017.
- [104] F. Parvareh, D. Milani, M. Sharma, M. Chiesa et A. Abbas. Solar repowering of PCC-retrofitted power plants ; solar thermal plant dynamic modelling and control strategies. *Solar Energy*, 119:507–530, 2015.
- [105] P. Vitte, F. Manenti, S. Pierucci, X. Joulia et G. Buzzi-Ferraris. Dynamic simulation of concentrating solar plants. *Chemical Engineering Transactions*, pages 235–240, 2012.
- [106] F. Manenti et Z. Ravaghi-Ardebili. Dynamic simulation of concentrating solar power plant and two-tanks direct thermal energy storage. *Energy*, 55:89–97, 2013.
- [107] W.A.K. Al-Maliki, F. Alobaid, V. Kez et B. Epple. Modelling and dynamic simulation of a parabolic trough power plant. *Journal of Process Control*, 39:123–138, 2016.
- [108] M. Biencinto, R. Bayón, E. Rojas et L. González. Simulation and assessment of operation strategies for solar thermal power plants with a thermocline storage tank. *Solar Energy*, 103:456–472, 2014.
- [109] E. F. Camacho, F. R. Rubio, M. Berenguel et L. Valenzuela. A survey on control schemes for distributed solar collector fields. Part I : Modeling and basic control approaches. *Solar Energy*, 81(10):1240–1251, 2007.
- [110] E. F. Camacho, F. R. Rubio, M. Berenguel et L. Valenzuela. A survey on control schemes for distributed solar collector fields. Part II : Advanced control approaches. *Solar Energy*, 81(10):1252–1272, 2007.
- [111] D. E. Seborg, T. F. Edgar et D. A. Mellichamp. *Process dynamics and control*. Wiley, 2ème édition, 2004.
- [112] V. Unterberger, D. Muschick et M. Göllés. Model-based control strategies for an efficient integration of solar thermal plants into district heating grids. *In Proceedings of Solar World Congress*, Abu Dhabi, Emirats arabes unis, 2017.
- [113] S. Pintaldi, J. Li, S. Sethuvenkatraman, S. White et G. Rosengarten. Model predictive control of a high efficiency solar thermal cooling system with thermal storage. *Energy and Buildings*, 196:214–226, 2019.
- [114] N. Rathod, A. L. Bella, G. Puleo, R. Scattolini, A. Rossetti et C. Sandroni. Modelling and predictive control of a solar cooling plant with flexible configuration. *Journal of Process Control*, 76:74–86, 2019.

- [115] J. M. Igreja, J. M. Lemos et R. N. Silva. Nonlinear predictive control of a solar plant based on reduced complexity models. *In Proceedings of IFAC World Congress*, Vol. 38, pages 789–794, Prague, République Tchèque, 2005.
- [116] M. Gálvez-Carrillo, R. De Keyser et C. Ionescu. Nonlinear predictive control with dead-time compensator : Application to a solar power plant. *Solar Energy*, 83(5):743–752, 2009.
- [117] M. J. Vasallo et J. M. Bravo. A MPC approach for optimal generation scheduling in CSP plants. *Applied Energy*, 165:357–370, 2016.
- [118] A. C. Chiang. *Elements of dynamic optimization*. Waveland Press, 2000.
- [119] L. T. Biegler et I. E. Grossmann. Retrospective on optimization. *Computers & Chemical Engineering*, 28(8):1169–1192, 2004.
- [120] L. T. Biegler. *Nonlinear programming : concepts, algorithms, and applications to chemical processes*. MOS-SIAM series on optimization. Society for Industrial and Applied Mathematics : Mathematical Programming Society, Philadelphia, 2010.
- [121] L. T. Biegler. An overview of simultaneous strategies for dynamic optimization. *Chemical Engineering and Processing : Process Intensification*, 46(11):1043–1053, 2007.
- [122] M. Miranda Montealegre. *Intégration du design et de la commande optimale : Application à la distillation réactive*. Thèse de doctorat, Université de Pau et des Pays de l'Adour - Université de Los Andes., 2005.
- [123] M. Wittmann, M. Eck, R. Pitz-Paal et H. Müller-Steinhagen. Methodology for optimized operation strategies of solar thermal power plants with integrated heat storage. *Solar Energy*, 85(4):653–659, 2011.
- [124] C. Schmid et L.T. Biegler. Quadratic programming methods for reduced hessian SQP. *Computers & Chemical Engineering*, 18(9):817–832, septembre 1994.
- [125] B. A. Finlayson. Orthogonal collocation in chemical reaction engineering. *Catalysis Reviews*, 10(1):69–138, 1974.
- [126] R. Jain et N. Gupta. Review on orthogonal collocation method for solving ordinary differential equations. *Journal of Emerging Technologies and Innovative Research*, 4(1):6, 2017.
- [127] S. Arora, S.S. Dhaliwal et V.K. Kukreja. Solution of two point boundary value problems using orthogonal collocation on finite elements. *Applied Mathematics and Computation*, 171(1):358–370, 2005.
- [128] E. Ebrahimzadeh, M. N. Shahrak et B. Bazooyar. Simulation of transient gas flow using the orthogonal collocation method. *Chemical Engineering Research and Design*, 90(11):1701–1710, 2012.
- [129] H. Binous, S. Kaddeche et A. Bellagi. Solution of six chemical engineering problems using the Chebyshev orthogonal collocation technique. *Computer Applications in Engineering Education*, 25(4):594–607, 2017.
- [130] G.F. Carey et B. A. Finlayson. Orthogonal collocation on finite elements. *Chemical Engineering Science*, 30(5-6):587–596, 1975.

-
- [131] S.S.E. Elnashaie et D.L. Cresswell. Dynamic behaviour and stability of non-porous catalyst particles. *Chemical Engineering Science*, 28(7):1387–1399, 1973.
- [132] K.M. Powell, J. D. Hedengren et T. F. Edgar. Dynamic optimization of a hybrid solar thermal and fossil fuel system. *Solar Energy*, 108:210–218, 2014.
- [133] P. Klein, T.H. Roos et T.J. Sheer. Parametric analysis of a high temperature packed bed thermal storage design for a solar gas turbine. *Solar Energy*, 118:59–73, 2015.
- [134] A Nova Rincon. *Optimisation dynamique d'un système de distribution de froid à l'échelle urbaine*. Thèse de doctorat, Université de Pau et des Pays de l'Adour, 2019.
- [135] N. Karmarkar. A new polynomial-time algorithm for linear programming. *Combinatorica*, 4, 1984.
- [136] E. M. L. Beale. Integer Programming. In *The state of the art in numerical analysis*. London, Academic Press édition, 1977.
- [137] L.T. Biegler et J.E. Cuthrell. Improved infeasible path optimization for sequential modular simulators—II : the optimization algorithm. *Computers & Chemical Engineering*, 9(3):257–267, 1985.
- [138] J. Abadie et J. Carpenter. Generalization of the Wolfe Reduced Gradient Method to the case of nonlinear constraints. In *Optimization*, Academic Press, pages 37–47. New York, Fletcher édition, 1969.
- [139] M. A. Duran et I. E. Grossmann. An outer-approximation algorithm for a class of mixed-integer nonlinear programs. *Mathematical Programming*, 36(3):307–339, 1986.
- [140] K. Rashid, S. M. Safdarnejad et K. M. Powell. Process intensification of solar thermal power using hybridization, flexible heat integration, and real-time optimization. *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification*, 139:155–171, 2019.
- [141] K. Rashid, K. Ellingwood, S. M. Safdarnejad et K. M. Powell. Designing Flexibility into a Hybrid Solar Thermal Power Plant by Real-Time, Adaptive Heat Integration. In *Computer Aided Chemical Engineering*, Vol. 47, pages 457–462. 2019.
- [142] J. O. A. Matias et G. A. C. Le Roux. Real-time optimization with persistent parameter adaptation using online parameter estimation. *Journal of Process Control*, 68:195–204, 2018.
- [143] J. V. Kadam, W. Marquardt, M. Schlegel, T. Backx, O. H. Bosgra, G. Dünnebier, D. van Hessem, A. Tiagounov et S. de Wolf. Toward integrated dynamic real-time optimization and control of industrial processes. *Proceedings Foundations of Computer-Aided Process Operations*, pages 593–596, 2003.
- [144] V. M. Zavala, E. M. Constantinescu, T. Krause et M. Anitescu. On-line economic optimization of energy systems using weather forecast information. *Journal of Process Control*, 19(10):1725–1736, 2009.
- [145] S. Yang, Y. Jin et Y.-S. Ong. *Evolutionary computation in dynamic and uncertain environments*. Springer-Verlag, Berlin, Allemagne, 2007.

- [146] Z. Tian, B. Perers, S. Furbo et J. Fan. Thermo-economic optimization of a hybrid solar district heating plant with flat plate collectors and parabolic trough collectors in series. *Energy Conversion and Management*, 165:92–101, 2018.
- [147] J. Hirvonen, H. Rehman et K. Sirén. Techno-economic optimization and analysis of a high latitude solar district heating system with seasonal storage, considering different community sizes. *Solar Energy*, 162:472–488, 2018.
- [148] V. Tulus, D. Boer, L. F. Cabeza, L. Jiménez et G. Guillén-Gosálbez. Enhanced thermal energy supply via central solar heating plants with seasonal storage : A multi-objective optimization approach. *Applied Energy*, 181:549–561, novembre 2016.
- [149] R. Silva, M. Berenguel, M. Pérez et A. Fernández-Garcia. Thermo-economic design optimization of parabolic trough solar plants for industrial process heat applications with memetic algorithms. *Applied Energy*, 113:603–614, 2014.
- [150] H. Jannesari et B. Babaei. Optimization of solar assisted heating system for electro-winning process in the copper complex. *Energy*, 158:957–966, 2018.
- [151] A. Pizzolato, F. Donato, V. Verda, M. Santarelli et A. Sciacovelli. CSP plants with thermocline thermal energy storage and integrated steam generator – Techno-economic modeling and design optimization. *Energy*, 139:231–246, 2017.
- [152] A. R. Starke, J. M. Cardemil, R. Escobar et S. Colle. Multi-objective optimization of hybrid CSP+PV system using genetic algorithm. *Energy*, 147:490–503, 2018.
- [153] F. Casella, E. Casati et P. Colonna. Optimal operation of solar tower plants with thermal storage for system design. In *Proceedings of IFAC World Congress*, Vol. 47, pages 4972–4978, Le Cap, Afrique du Sud, 2014.
- [154] E. Lizarraga-Garcia, A. Ghobeity, M. Totten et A. Mitsos. Optimal operation of a solar-thermal power plant with energy storage and electricity buy-back from grid. *Energy*, 51:61–70, 2013.
- [155] S. M. Safdarnejad, J. D. Hedengren et L. L. Baxter. Dynamic optimization of a hybrid system of energy-storing cryogenic carbon capture and a baseline power generation unit. *Applied Energy*, 172:66–79, 2016.
- [156] P. G. Brodrick, A. R. Brandt et L. J. Durlofsky. Optimal design and operation of integrated solar combined cycles under emissions intensity constraints. *Applied Energy*, 226:979–990, 2018.
- [157] A. Ghobeity et A. Mitsos. Optimal design and operation of a solar energy receiver and storage. *Journal of Solar Energy Engineering*, 134(3), 2012.
- [158] R. Bravo et D. Friedrich. Two-stage optimisation of hybrid solar power plants. *Solar Energy*, 164:187–199, 2018.
- [159] A. S. Wallerand, A. Selviaridis, A. Ashouri et F. Maréchal. Targeting optimal design and operation of solar heated industrial processes : A MILP Formulation. *Energy Procedia*, 91:668–680, 2016.
- [160] F. I. Incropera, D.P. Dewitt, T.L. Bergman et A.S. Lavine. *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley, 6ème édition, 2007.

- [161] Idel’Cik. *Memento des pertes de charge : coefficients de pertes de charge singulières et de pertes de charge par frottement*. Éditions Eyrolles, Paris, 1986.
- [162] J. D. Hedengren, R. A. Shishavan, K. M. Powell et T. F. Edgar. Nonlinear modeling, estimation and predictive control in APMonitor. *Computers & Chemical Engineering*, 70:133–148, 2014.
- [163] A. Fakhri. Heat exchanger efficiency. *Journal of Heat Transfer*, 129(9):1268–1276, 2006.
- [164] S. Scolan, S. Serra, S. Sochard, P. Delmas et J.-M. Reneaume. Dynamic optimization of the operation of a solar thermal plant. *Solar Energy*, 198:643–657, 2020.
- [165] IEA. LCOH for solar thermal applications. Rapport technique Task 54, Solar Heating & Cooling programme, 2017.

Annexe A

Modèles et données d'entrée

A.1 Modèle d'ombrage

Le modèle d'ombrage mentionné et utilisé dans ce document s'inspire des travaux de Bany et Appelbaum [68, 69]. Il est décrit dans ce qui suit. La figure A.1 permet d'illustrer son implémentation. L'objectif est de déterminer la surface impactée par l'ombre portée d'une boucle de FPC sur la suivante.

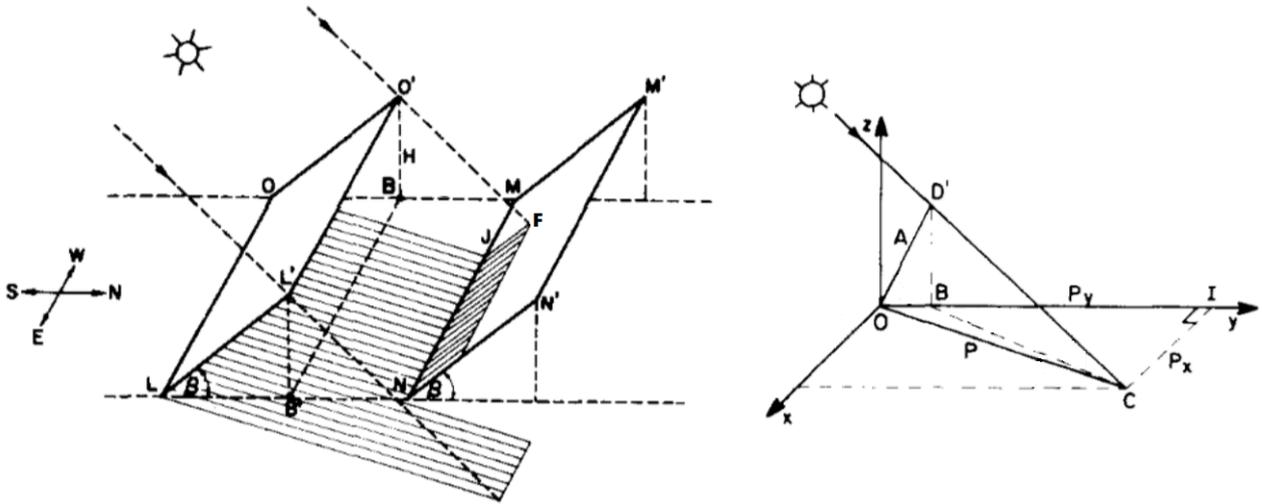


FIGURE A.1 – Étude de sensibilité sur des variables de dimensionnement

Soit w_{FPC} la largeur d'un FPC représentée par la distance OO' , L_{FPC} la longueur d'un FPC représentée par la distance OL , gap_X la distance inter-boucle représentée par la distance OM . Les composantes P_x et P_y de l'ombre OC dans le plan (Oxy) s'écrivent selon les équations (A.1) et (A.2).

$$P_x = w_{FPC} \cdot \sin(\beta) \cdot \frac{\sin(a_z - \delta)}{\tan(h_s)} \quad (A.1)$$

$$P_y = w_{FPC} \cdot \left(\cos(\beta) + \cos(a_z - \delta) \cdot \frac{\sin(\beta)}{\tan(h_s)} \right) \quad (A.2)$$

La hauteur H_{sh} de l'ombre sur les capteurs, représentée par la distance JF, se calcule par l'équation (A.3).

$$H_{sh} = w_{FPC} \cdot \text{MyMax}\left(0, \text{MyMin}\left(1 - \frac{\text{gap}_X}{P_y}, 1\right)\right) \quad (\text{A.3})$$

On considère que chacune des boucles comprend N_p capteurs séparés d'un espace gap_y très petit devant L_{FPC} . La longueur L_{sh} de l'ombre portée sur la boucle s'écrit selon l'équation (A.4).

$$L_{sh} = \text{MyMax}\left(0, \text{MyMin}\left(L_{FPC} \cdot N_p - \text{gap}_X \cdot \frac{P_x}{P_y}, L_{FPC} \cdot N_p\right)\right) \quad (\text{A.4})$$

Soit ξ le pourcentage de la surface d'une boucle impactée par une ombre portée et η_{sh} la fraction surfacique moyenne du champ solaire composé de N_b boucles ne subissant pas une ombre portée. ξ et η_{sh} s'écrivent selon les équations (A.5) et (A.6).

$$\xi = \frac{H_{sh} \cdot L_{sh}}{w_{FPC} \cdot L_{FPC} \cdot N_p} \quad (\text{A.5})$$

$$\eta_{sh} = \frac{1}{N_b} + (1 - \xi) \cdot \frac{N_b - 1}{N_b} \quad (\text{A.6})$$

A.2 Pertes de charge dans les échangeurs

Kakaç et Liu [90] décrivent les équations de pertes de charge dans un échangeur à plaques. Ils prennent en compte deux types de pertes : les pertes de charge inter-plaques ΔP_c et les pertes de charge dans les conduits d'orifice ΔP_p . Les équations suivantes accompagnées des équations (III.36) à (III.40) permettent de définir ces pertes de charge avec \dot{m}_{tot} , le débit total en entrée d'échangeur et \dot{m}_{ip} , le débit inter-plaques.

$$\Delta P_p = 1.4 \cdot N_{p,c} \cdot \frac{G_p^2}{2 \cdot \rho} \quad (\text{A.7})$$

$$\Delta P_c = 4 \cdot f_{HX} \cdot \frac{S_p \cdot N_{p,c}}{W_p \cdot D_h} \cdot \frac{G_c^2}{2 \cdot \rho} \quad (\text{A.8})$$

$$f_{HX} = \frac{1.441}{Re^{0.206}} \quad (\text{valable pour } \beta_c = 45^\circ \text{ et } Re > 100) \quad (\text{A.9})$$

$$G_p = \frac{4 \cdot \dot{m}_{tot}}{\pi \cdot D_{int}^2} \quad (\text{A.10})$$

$$G_c = \frac{\dot{m}_{ip}}{W_p \cdot b} \quad (\text{A.11})$$

Pour la prise en compte de ces pertes de charges dans le problème d'optimisation DO-L,

nous avons pris les paramètres suivants : $S_p = 1 \text{ m}^2$, $W_p = 0.54 \text{ m}$, $N_{p,c} = 1$ et $b = 0.003 \text{ m}$. La surface d'échange A de l'échangeur fait donc varier la perte de charge totale de l'échangeur via le nombre de plaques n qui est ici relaxé.

A.3 Méthode de quadrature

Les méthodes de quadratures de Gauss sont des méthodes de calcul d'intégrale utilisées en analyse numérique. Elles sont particulièrement adaptées lorsqu'on utilise une méthode de collocation orthogonale pour résoudre un problème numérique. Sur un intervalle fermé $[a, b]$, l'intégrale d'une fonction f connue peut être déterminée, plus ou moins précisément selon le nombre de points d'intégration n utilisé, avec l'équation (A.13).

$$\int_a^b f(t) dt = \frac{b-a}{2} \cdot \int_{-1}^1 f\left(\frac{b-a}{2} \cdot t + \frac{b+a}{2}\right) dt \quad (\text{A.12})$$

$$\approx \frac{b-a}{2} \cdot \sum_{i=1}^n \omega_i \cdot f\left(\frac{b-a}{2} \cdot t_i + \frac{b+a}{2}\right) \quad (\text{A.13})$$

Les ω_i sont les pondérations associées aux n points d'intégrations t_1 à t_n . Dans le cadre de nos travaux, la méthode de quadrature de Gauss-Lobatto a été utilisée. Cela implique que les n points d'intégration sélectionnés correspondent à -1, 1 ainsi qu'aux $n - 2$ racines du polynôme dérivé du polynôme orthogonal de degré $n - 1$ choisi, dans notre cas les polynômes de Legendre. Les points d'intégration internes sont les solutions de l'équation (A.14). Les pondérations associées sont déterminées par l'équation (A.15).

$$\forall i \in \{2, \dots, n-1\}, P'_{n-1}(t_i) = 0 \quad (\text{A.14})$$

$$\forall i \in \{1, \dots, n\}, \omega_i = \frac{2}{n \cdot (n-1) \cdot \left(P_{n-1}(t_i)\right)^2} \quad (\text{A.15})$$

De plus, si la fonction f est un polynôme d'ordre m, cette méthode de quadrature de Gauss-Lobatto détermine l'intégrale exacte de f si on choisit le nombre de points d'intégration n tel que $m \leq 2n - 3$. Ainsi, si on applique la méthode de collocation orthogonale sur éléments finis avec des points de collocation choisis selon la méthode décrite ci-dessus (les t_i), alors on peut appliquer la méthode de quadrature aux polynômes qui représentent nos variables en utilisant directement les points de collocation comme points d'intégration et déterminer l'intégrale exacte du polynôme (si $m = n - 1 \geq 1$).

Exemple simple : $f(x) = (x + 1)^6$.

Le nombre de points d'intégration nécessaire est de 5 car $2 \times 5 - 3 = 7 \geq 6$. Nos points d'intégration sont $t_1 = -1$, $t_5 = 1$ et les 3 racines du polynôme dérivé de Legendre P'_4 : $t_2 = -\sqrt{3/7}$, $t_3 = 0$, $t_4 = \sqrt{3/7}$.

$$P_4(t) = \frac{1}{8} \cdot (35t^4 - 30t^2 + 3)$$

$$P'_4(t) = \frac{1}{8} \cdot (140t^3 - 60t)$$

Puis, on détermine la valeur des poids ω_i avec l'équation (A.15) : $\omega_1 = 1/10$, $\omega_2 = 49/90$, $\omega_3 = 32/45$, $\omega_4 = 49/90$, $\omega_5 = 1/10$. Enfin, on applique l'équation (A.13) pour calculer l'intégrale de f sur $[0, 1]$ par exemple. On obtient bien l'intégrale exacte.

$$\begin{aligned} \int_0^1 f(t) dt &= \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^5 \omega_i \cdot f\left(\frac{1}{2} \cdot t_i + \frac{1}{2}\right) = 18.1428571.. \\ &= \left[\frac{(x+1)^7}{7}\right]_0^1 = \frac{2^7 - 1}{7} = 18.1428571.. \end{aligned}$$

A.4 Données pour la simulation du champ solaire

A.4.1 Données météorologiques

Dans le chapitre III, les simulations du CS avec les modèles mCS1a et mCS1b et avec des éléments finis de taille $L_t = 1$ min sont réalisées avec les données météorologiques illustrées sur les figures A.2 et A.3.

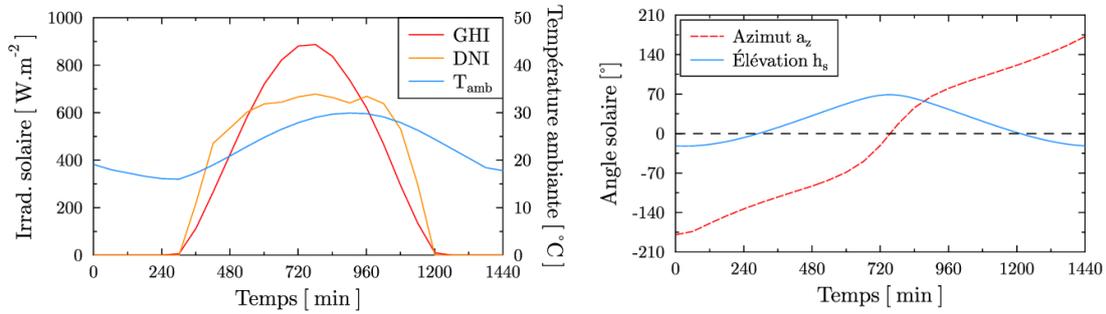


FIGURE A.2 – Données météorologiques. Journée 1 : 23/06 à Bordeaux.

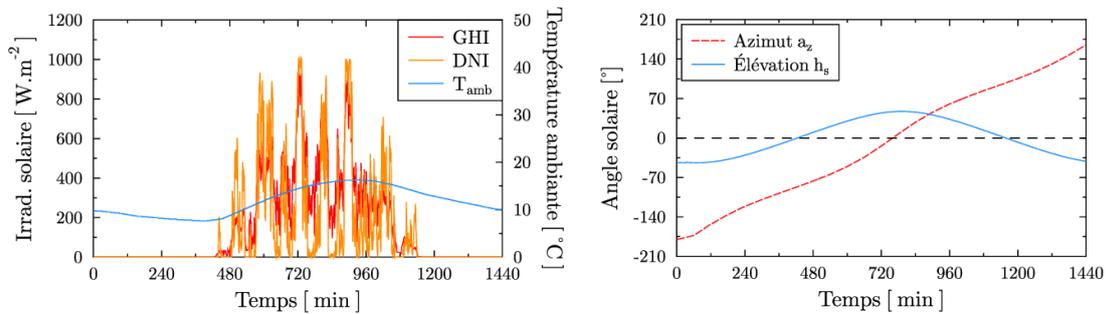


FIGURE A.3 – Données météorologiques. Journée 2 : 25/03 à Bordeaux.

A.4.2 Saturation des débits

Pour réaliser la simulation du champ solaire, les débits doivent être saturés. La logique de contrôle utilisé dans le chapitre III, section III.3.1, est difficile à implémenter dans GAMS de telle sorte que le problème ne soit pas discontinu. L'implémentation utilisée fait intervenir les équations A.16 et A.17.

$$\dot{m}_{cs}(t) = \frac{\dot{m}_{CS,max}}{1 + \exp(-1 \cdot (\text{GHI}(t) - 150))} \quad (\text{A.16})$$

$$\dot{m}_{c2}(t) = \frac{\dot{m}_{cs}(t)}{1 + \exp(-2 \cdot (T_{d1}(t) - T_C))} \quad (\text{A.17})$$

Annexe B

Travaux complémentaires en optimisation

Dans cette annexe, nous présentons le cas d'étude et les premiers résultats d'optimisation obtenus au cours de la thèse qui ont mené à la rédaction d'un article dans le journal *Solar Energy*. Ils concernent l'optimisation dynamique du fonctionnement de la CST. La formulation du problème étant similaire à celle du cas général dans le chapitre IV, nous ne la reprenons pas ici. Pour plus de détails, se référer à l'article publié [164].

B.1 Cas d'étude

- Champ solaire :
 - Surface totale brute : 2873 m² (15 loops × 12 collectors).
 - Orientation : $\delta = 0^\circ$ (face au Sud).
 - Inclinaison : $\beta = 34^\circ$.
 - Caractéristiques des FPC : SavoSolar simple vitrage anisotropique.
 - $c_1 = 2.936 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ — $A_g = 15.96 \text{ m}^2$ — $K_\theta(50^\circ) = 0.95$
 - $c_2 = 0.009 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-2}$ — $\eta_{0,b} = 0.812$ — $K_d = 0.928$
 - $c_5 = 10.2 \text{ kJ.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
- Pompe du circuit primaire (P₁/P₂/ P₃) :
 - Puissance hydraulique (kW) : 15 / 2.5 / 2.5.
 - Pertes de charge maximales (bar) : 6 / 0.7 / 0.7.
 - Débit massique maximal (kg/s) : 24.5 / 23 / 23.
- Échangeur de chaleur HX1 :
 - Fluides chaud/froid : eau glycolée (30 %) / eau
 - Surface d'échange : 174.6 m² (97 plaques de 1.5 m²)
 - Facteur d'élargissement : $\Phi = 1.2$
 - Nombre de passes (côtés chaud/froid) : 1/1
 - Angle de corrugation : 45°
 - Épaisseur de plaque : 0.5 mm

- Distance inter-plaque : 3 mm
- Cuve de stockage :
 - Fluide : eau
 - Volume : 1000 m³
 - Hauteur : 12 m
 - Épaisseur d'isolation : 20 cm
- Échangeur de chaleur HX2 :
 - Fluides chaud/froid : eau / eau
 - Surface d'échange : 55.9 m² (97 plaques de 0.48 m²)
 - Facteur d'élargissement : $\Phi = 1.2$
 - Nombre de passes (côté chauff/froid) : 1/1
 - Angle de corrugation : 45°
 - Épaisseur de plaque : 0.5 mm
 - Distance inter-plaque : 3 mm

Horizon de temps : Une période de 36 heures est utilisée : les premières 24 heures correspondent à une journée ensoleillée et les 12 heures suivantes correspondent à une demi-journée sans irradiation solaire. Ainsi, différentes dynamiques peuvent être observées (champ solaire et stockage).

Données météorologiques : La CST est situé dans le Sud de la France. La figure B.1 illustre les données météo utilisées.

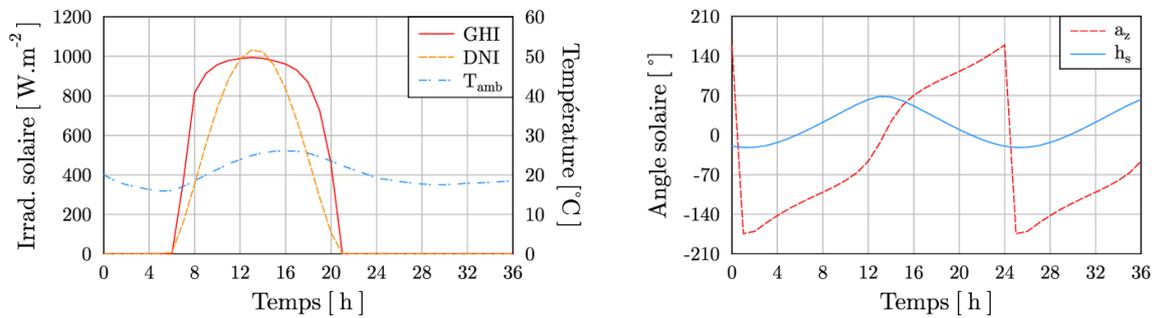


FIGURE B.1 – Données météorologiques

Courbe de charge et coûts : La demande est constante : 630 kW entre 55°C (T_{pe}) and 65°C (T_{cible} , température maximale autorisée). Le prix de la chaleur solaire vendue est fixé à 25€/MWh_{th} et le tarif d'électricité est de 65€/MWh_e. Les résultats présentés dans la section suivante ont été obtenus avec un coefficient ω valant 0.9.

Conditions initiales : La température du stockage est initialement supposée uniforme à 55°C (température minimale non valorisable). Le champ solaire est initialement à température ambiante.

B.2 Résultats

Cette section présente les résultats d'optimisation obtenus. Une analyse détaillée est disponible dans l'article correspondant.

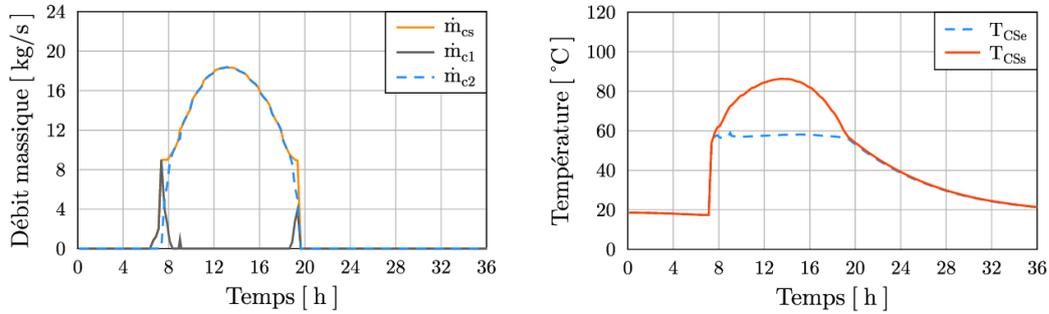


FIGURE B.2 – Évolution des variables du circuit primaire

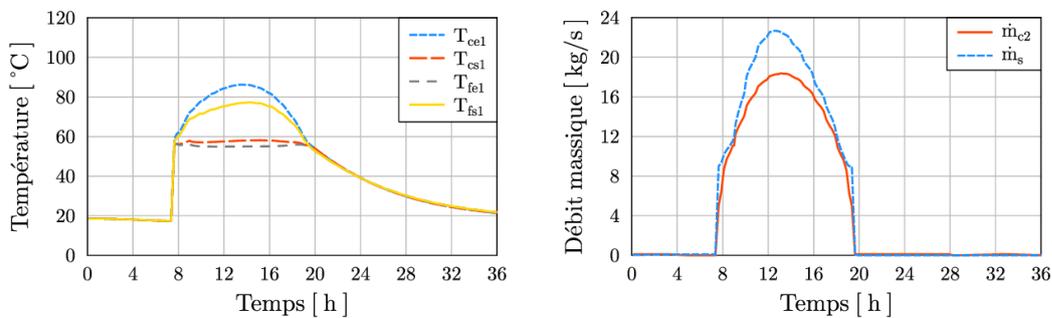


FIGURE B.3 – Évolution des variables à l'échangeur HX1

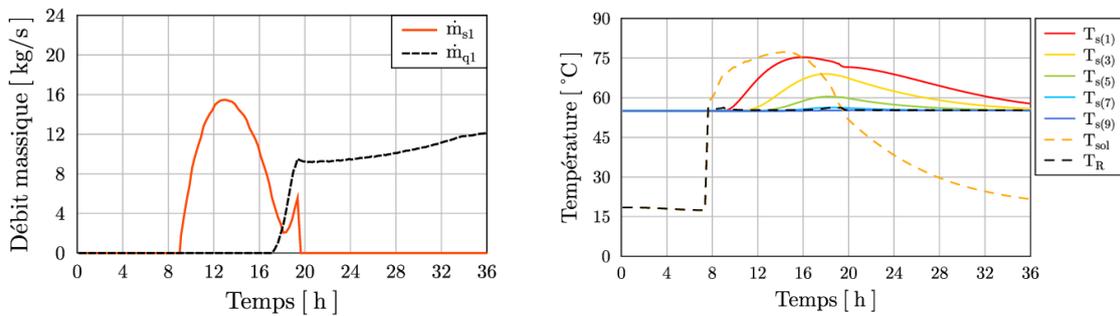


FIGURE B.4 – Évolution des variables au stockage

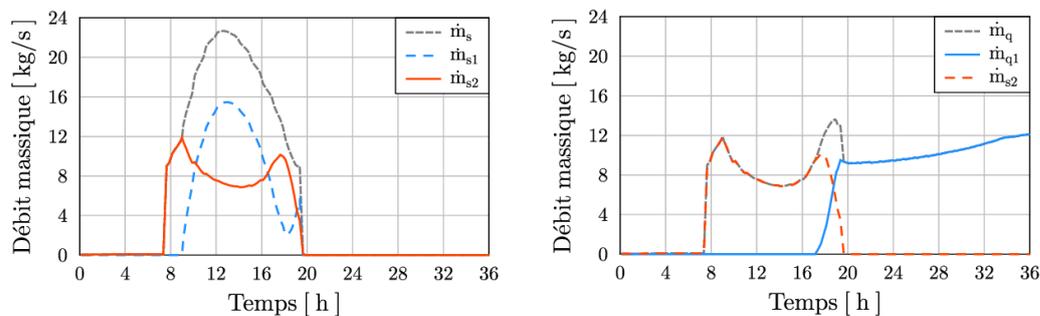


FIGURE B.5 – Bilans massiques dans le circuit secondaire

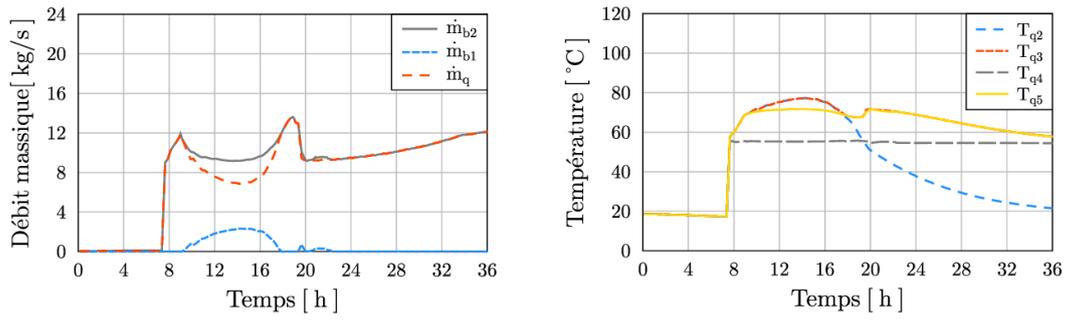


FIGURE B.6 – Bilans massiques et énergie à la jonction J4

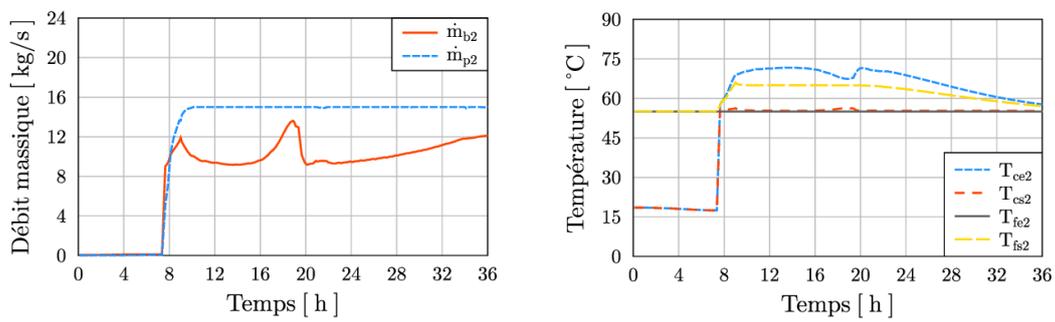


FIGURE B.7 – Évolution des variables à l'échangeur HX2

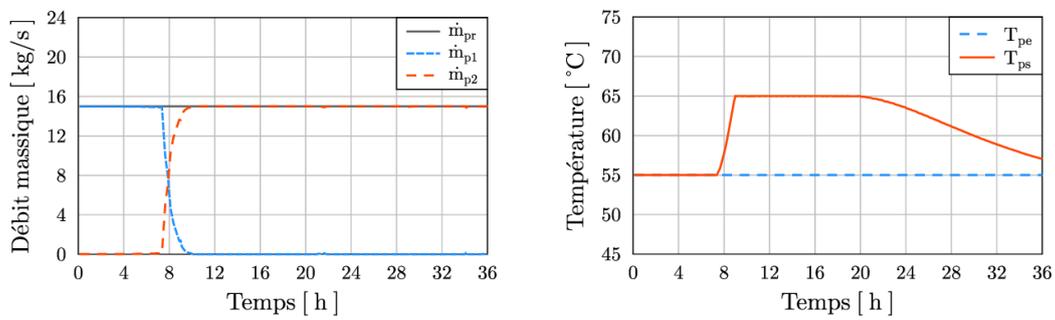


FIGURE B.8 – Évolution des variables côté consommateur

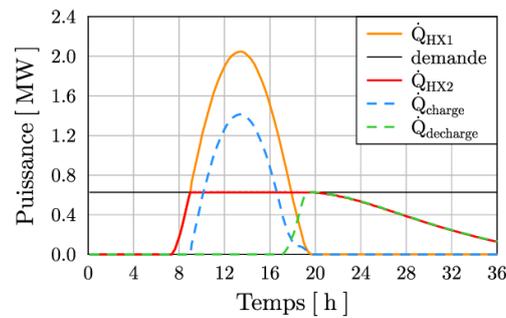


FIGURE B.9 – Bilan des puissances dans la centrale

ÉCOLE DOCTORALE DES SCIENCES EXACTES ET LEURS APPLICATIONS (ED211)

LABORATOIRE DE THERMIQUE, ÉNERGÉTIQUE ET PROCÉDÉS (LATEP)

Simon SCOLAN

simon.scolan@gmail.com