



HAL
open science

Intégration d'un stockage de chaleur de type thermocline à des procédés énergétiques

Aubin Touzo

► **To cite this version:**

Aubin Touzo. Intégration d'un stockage de chaleur de type thermocline à des procédés énergétiques. Génie des procédés. Université de Perpignan, 2021. Français. NNT : 2021PERP0016 . tel-03353418

HAL Id: tel-03353418

<https://theses.hal.science/tel-03353418v1>

Submitted on 24 Sep 2021

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

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

THÈSE

Pour obtenir le grade de
Docteur

Délivré par
UNIVERSITE DE PERPIGNAN VIA DOMITIA

Préparée au sein de l'école doctorale
Energie Environnement ED 305
Et de l'unité de recherche
PROMES-CNRS UPR 8521

Spécialité : **Energétique et génie des Procédés**

Présentée par **Aubin TOUZO**

**Intégration d'un stockage thermocline à des
procédés énergétiques**

Soutenue le 21 Mai 2021 devant le jury composé de

N. LE-PIERRES, Professeure, Polytech Annecy-Chambéry- LOCIE	Rapporteur
J-P. BEDECARRATS, Professeur, UPPA - LaTEP	Rapporteur
L. TADRIST, Professeur, Université d'Aix-Marseille - IUSTI	Examineur
L. LUO, Professeure, Université de Nantes - LTEN	Examineur
X. PY, Professeur, UPVD - PROMES	Directeur de thèse
M. EL HAFI, Professeure, RAPSODEE - IMT Mines Albi	Co-directeur de thèse
R. OLIVES, Professeur, UPVD - PROMES	Co-encadrant
D. PHAM MINH, Maître assistant, RAPSODEE - IMT Mines Albi	Co-encadrant
T. ESENCE, Dr, Directeur R&D chez Eco-Tech Ceram	Invité

Table des matières

Introduction	7
1 Étude bibliographique	11
1.1 Objectifs et enjeux du stockage thermique	11
1.1.1 Le déploiement massif d'énergies renouvelables	11
1.1.2 L'efficacité énergétique industrielle	16
1.2 Stockage de type thermocline	19
1.2.1 Principe de fonctionnement	20
1.2.2 Températures seuils	21
1.2.3 Facteurs influençant la zone de thermocline	22
1.2.4 Fluide caloporteur	23
1.2.5 Matériau de stockage	24
1.2.6 Géométrie du stockage	26
1.2.7 Cyclage	26
1.2.8 Stress thermo-mécanique	28
1.2.9 Installations existantes	29
1.3 Modélisation	31
1.3.1 Modèle à 2 dimensions	31
1.3.2 Modèle incluant la conduction intra-solide	33
1.3.3 Modèle complet à 1 dimension 3 phases	33
1.3.4 Modèle complet à 1 dimension 2 phases	34
1.3.5 Modèle de Schumann - Une dimension deux phases	35
1.3.6 Modèle de perturbation	35
1.3.7 Une dimension 1 phase	35
1.3.8 Résolution	35
1.3.9 Pertes de charges	37
1.4 Intégration d'un stockage thermique à des procédés énergétiques	38
1.4.1 Cycles thermodynamiques de production d'électricité à partir de chaleur	38
1.4.2 Travaux sur l'interaction stockage-procédés énergétiques	41
1.5 Synthèse de l'étude bibliographique	45
2 Etude d'un stockage thermique industriel de type thermocline	46
2.1 Introduction	46
2.2 Présentation du pilote de stockage industriel Eco-Stock [®]	46
2.3 Banc expérimental	48
2.4 Modèle numérique	50
2.5 Indicateurs de performances	53
2.6 Performances en régime défini comme référence	55
2.6.1 Charge/décharge unique	55
2.6.2 Régime cyclé	65
2.7 Robustesse d'utilisation	69
2.7.1 Robustesse vis à vis des variations de température de charge	71
2.7.2 Robustesse vis-à-vis des variations de débit	82
2.7.3 Robustesse vis-à-vis des conditions d'intégration	93
2.8 Conclusion	108

3	Interaction entre un stockage et des convertisseurs multi-énergies	111
3.1	Introduction	111
3.2	Modélisation d'un stockage thermique intégré à des procédés	112
3.2.1	Conception et validation d'un modèle de thermocline sur un logiciel de type procédé	112
3.2.2	Modélisation du stockage par fonction de transfert	118
3.3	Intégration aux procédés énergétiques	130
3.3.1	Fonctionnement du marché de l'électricité	130
3.3.2	Power to Heat (PTH)	131
3.3.3	Heat To Power (HTP)	149
3.3.4	Discussion autour du Power To Power (PTP)	176
3.4	Conclusion du chapitre	177
	Conclusion et perspectives	180
	Table des figures	184
	Liste des tableaux	189
	Références	190
	Annexes	198
	Communications scientifiques liées à la thèse	207

Nomenclature

A	surface d'échange, m^2
Bi	nombre de Biot
c_p	capacité thermique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$
D	diamètre, m
Da	nombre de Darcy
dB	décibels
d_s	diamètre de particule, m
E	énergie, J
f	fréquence, Hz
G	paramètre relié à la variance d'après la formulation de Bayon et Rojas
h	coefficient d'échange, $W.m^{-2}.K^{-1}$
H	enthalpie massique, $J.kg^{-1}$
I	terme inertiel, $Pa.s^2.m^{-3}$
K	perméabilité du lit, m^2
L	longueur, m
m	masse, kg
\dot{m}	débit massique, $kg.s^{-1}$
P	pression, Pa
Pr	nombre de Prandtl
Q	énergie, J
q	vitesse de Darcy, $m.s^{-1}$
\dot{m}	débit massique, $kg.s^{-1}$
r	rayon de la sphère, m
Re	nombre de Reynolds
Ra	nombre de Rayleigh
Ri	nombre de Richardson
S	section, m^2
t	temps, s
T	température, C
u	vitesse interstitielle, $m.s^{-1}$
u	vitesse superficielle $u_{sup} = \epsilon u$, $m.s^{-1}$
V	volume, m^3
Vi	terme visqueux, $Pa.s.m^{-2}$
R	rayon, m
x	longueur, m
z	hauteur, m
<i>Symboles grecs</i>	
α	diffusivité thermique, $m^2.s^{-1}$
β	coefficient de dilatation du fluide, K^{-1}
Δ	différence
ϵ	porosité
η	rendement
γ	rendement spécifique au stockage thermique
λ	conductivité thermique, $W.m^{-1}.s^{-1}$
μ	viscosité dynamique, Pa.s
ν	viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$
ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$

σ	constante de Stefan-Boltzmann, $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$
τ	temps
ξ	émissivité
Ξ	exergie, J
ζ	taux d'utilisation
<i>Indices et exposants</i>	
<i>amb</i>	ambient
<i>bau</i>	bauxite
<i>c</i>	caractéristique
<i>cold</i>	côté froid
<i>ch</i>	charge
<i>cs</i>	section transversale
<i>d</i>	décharge
<i>dil</i>	dilution
<i>eff</i>	effectif
<i>ext</i>	extérieur
<i>end</i>	fin
<i>f</i>	fluide
<i>fs</i>	fluide/solide
<i>gis</i>	gisement
<i>h</i>	haute
<i>HTP</i> Heat to Power	
<i>i</i>	indice élémentaire
<i>in</i>	entrée
<i>l</i>	basse
<i>lateral</i>	relatif aux phénomènes de parois (isolant, paroi, pertes thermiques)
<i>loss</i>	pertes thermiques
<i>m</i>	modifié pour les milieux poreux
<i>mel</i>	mélange fluide/solide
<i>max</i>	maximum
<i>moy</i>	moyen
<i>n</i>	indice élémentaire
<i>nom</i>	nominal
<i>out</i>	sortie
<i>R</i>	radiatif
<i>s</i>	solide
<i>thc</i>	thermocline
<i>threshold</i>	seuil
<i>trans</i>	transitoire
<i>u</i>	module unité
<i>v</i>	volumique
<i>valo</i>	valorisation
<i>w</i>	paroi
*	adimensionnée
\overline{X}	paramètre X considéré dans le domaine de Laplace

Remerciements

Bien qu'il n'y ait que mon nom en tant qu'auteur de ce manuscrit, celui-ci est issu d'un travail d'équipe. Je souhaite d'abord adresser un immense merci à mes encadrants de thèse. Xavier, merci pour tes conseils judicieux et ton ouverture vis-à-vis de la multitude des sujets scientifiques que nous avons pu aborder. Cela a aussi été un plaisir de travailler ensemble pour l'université non pas en tant que directeur de thèse et doctorant, mais aussi en tant que président de l'université et président de l'association des doctorants de Perpignan. Mouna, Doan, merci de m'avoir toujours soutenu bien que nous ayons collaboré à distance pendant presque l'intégralité de la thèse (le covid n'ayant pas aidé malheureusement). Thibaut, Guilhem, merci pour la dimension industrielle que vous avez pu apporter à cette thèse. Le lien entre la recherche et l'industrie était l'un des objectifs de ces travaux, je pense que nous avons pu atteindre ces objectifs grâce à vous. Régis, je termine par toi parce que tu as vraiment été mon encadrant de coeur pendant ces trois années. Un immense merci pour tes conseils, ta patience. Tu as toujours su me remonter le moral quand il était au plus bas, et contrôler mes hardeurs quand il était au plus haut. Merci pour les matins, après-midi, soirées où nous avons pu échanger sur notre modèle de filtres thermiques. Merci pour cette belle aventure !

Je tiens à remercier les membres du jury, Mme Nolwenn Le Pierres, M. Jean Pierre Bédécarrats, M. Lounes Tadrist, et Mme Lingai Luo pour les échanges fructueux qui ont lieu pendant la soutenance. Merci d'avoir veillé à la rigueur scientifique de mon travail, et d'avoir été présent lors de ce jour important.

J'adresse mes remerciements à Eco-Tech Ceram pour tout le soutien qu'ils ont apporté lors de cette thèse. Les essais expérimentaux présentés sont issus d'une campagne de test acharnée qui a duré 2 mois, où nous faisons tourner le prototype presque 24h/24. Cela n'aurait pas pu être possible sans Antoine Meffre, le président d'Eco-Tech Ceram, mais aussi Guilhem, Hélène, Luc, Julien, Ibrahim, Thomas.

Merci à mes stagiaires Théo, Lucas, Yoann, Thomas et Arnaud pour leur travail et les échanges aussi bien professionnels que personnels que nous avons pu avoir.

Merci aux gestionnaires du laboratoire, Naoual, Sandrine et Armelle sans qui toute la partie expérimentale et les déplacements n'auraient pas pu avoir lieu.

Merci aux copains du labo. Baptiste et Maxime, j'ai été ravi de vous rencontrer. J'ai adoré nos discussions sur nos sujets de thèse respectifs, sur la vulgarisation scientifique, sur l'actualité, que nos conversations aient lieu dans le labo ou dans un bar. J'ai été super fier de notre association, et des conférences qu'on a pu organiser, ça a été génial de partager ça avec vous. Merci à Diane, Antoine, Alexis et Reine, les collègues de bureau, j'espère que vous n'oublierez pas que la pause café est à 10h30. Merci aux autres copains de labo : Martin, Romain, Chab, Chloé et tous ceux que j'ai pu oublier.

Merci aux amis de l'INSA qui m'ont permis de garder le moral dans cette aventure, et d'avoir suivi ma soutenance de très très près.

Merci à ma famille pour leur soutien pendant ces trois années, et d'avoir été présente le jour de la soutenance.

Mélanie, tu as été à mes côtés à tout instant, dans les moments les plus durs comme les meilleurs. Nous nous sommes rencontrés pendant la thèse, avons vécu notre thèse ensemble, et j'espère que nous poursuivrons notre chemin bien après.

Introduction

Dans l'ancien monde, l'huile d'olive était appelée "or liquide" par le poète Homer. Depuis la fin du XIX^{ème} siècle, notre or liquide c'est le pétrole. Cette appellation d'or noir montre l'importance que nous accordons à ce liquide qui contrairement à l'huile d'olive n'est pas alimentaire. Nos besoins ont changé : nous sommes devenus des addicts de l'énergie abondante et facile .

Cette énergie abondante est issue des ressources fossiles, dont notre consommation effrénée semble conduire à un épuisement. Les réserves actuelles de pétroles et de gaz sont estimées à plus de 50 ans et les réserves de charbon sont estimées à 150 ans. Un autre problème majeur est l'augmentation significative de la quantité de CO₂ dans l'atmosphère, issue de la combustion massive de ces ressources fossiles. L'émission de gaz à effet de serre a initié un réchauffement climatique qui pourrait atteindre +7°C en 2100 [1].

Afin de réduire drastiquement nos émissions de CO₂ en vue de limiter le réchauffement climatique, deux solutions sont proposées. D'un côté, maximiser l'efficacité énergétique des procédés afin de limiter la consommation de ressources fossiles. De l'autre, mettre en place une production d'énergie "bas carbone", basée sur des énergies renouvelables.

La consommation finale d'énergie étant de 50% sous forme de chaleur [2], la gestion et le stockage de la chaleur a une importance capitale. Or l'industrie, secteur consommant 37% de l'énergie finale mondiale, génère une grande quantité de chaleur perdue au sein de ces procédés [3]. Cette chaleur perdue aussi appelée chaleur fatale est estimée entre 4 000 et 15 000 TWh par an [4, 5]. L'industrie représente donc un potentiel d'efficacité énergétique important. En France, l'ADEME évoque un potentiel encore largement inexploité. En effet, le bilan d'un four à combustible montre que 25 à 60% de la chaleur du combustible est perdue sous forme de pertes aux fumées. La valorisation de ces fumées à haute température permet donc une importante économie d'énergie.

La gestion de cette chaleur repose sur l'adéquation entre génération de la chaleur fatale et sa consommation. Or il se trouve que les méthodes de valorisation classique, comme les échangeurs ou les régénérateurs, peuvent difficilement être mises en place s'il existe un décalage spatial ou temporel entre la production de chaleur et sa consommation [6]. Le stockage thermique est alors présenté comme une solution de choix pour palier ce déphasage. En plus du caractère intermittent des chaleurs fatales, la température et le débit de celles-ci fluctuent au cours du temps, ce qui complique d'autant plus la valorisation. Une solution de stockage thermique à bas coût et présentant une large plage d'utilisation est nécessaire afin de valoriser la chaleur perdue. Le stockage permettrait alors de limiter la consommation d'énergie, ce qui représente un avantage économique pour l'industriel, mais aussi limite la quantité de CO₂ émise.

Le déphasage entre production et consommation est aussi l'un des verrous du développement des énergies renouvelables. Celles-ci étant intermittentes, une part importante de ces énergies dans le mix énergétique est susceptible de déstabiliser le réseau électrique [7]. Or ce dernier doit impérativement conserver un équilibre entre production et consommation. Un déséquilibre génère de fortes variations du prix de l'électricité, mais aussi des problèmes de sécurité d'approvisionnement pouvant aller jusqu'au délestage d'une zone. Diverses solutions de stockages adaptées seraient nécessaires afin de pouvoir utiliser ces

énergies intermittentes lorsque le besoin est réel. Les centrales solaires thermodynamiques à concentration utilisent déjà une solution de stockage thermique massif intégrée, ce qui permet la gestion de la variation de la ressource, son intermittence ainsi que le déphasage avec la demande.

Cependant, les énergies renouvelables électriques telles que le solaire photovoltaïque et l'éolien produisent de l'énergie électrique qu'il est difficile de stocker massivement. La conversion d'électricité renouvelable sous forme thermique peut être envisagée grâce à un convertisseur d'électricité en chaleur appelé Power to Heat (PTH). L'électricité produite hors des périodes de consommation peut alors être convertie en chaleur haute température puis stockée afin d'alimenter des procédés en temps voulu. De même, il serait intéressant de stocker la chaleur issue de procédés industriels pour la convertir en électricité afin de soulager le réseau. Le couplage des réseaux électrique et chaleur semble alors présenter de nombreux avantages.

Le stockage thermique de type thermocline pourrait répondre à la fois à une problématique d'efficacité énergétique ainsi qu'à la problématique d'intégration d'énergies renouvelables électriques. Cette solution de stockage thermique est relativement simple à mettre en place : un matériau de stockage est placé au sein d'une cuve isolée, et le stockage est chargé puis déchargé par la circulation d'un fluide caloporteur en contact direct du matériau, comme indiqué sur la figure 1. Cette solution permet une solution de stockage à bas coût, à un faible impact environnemental, et est transposable à de grandes échelles.

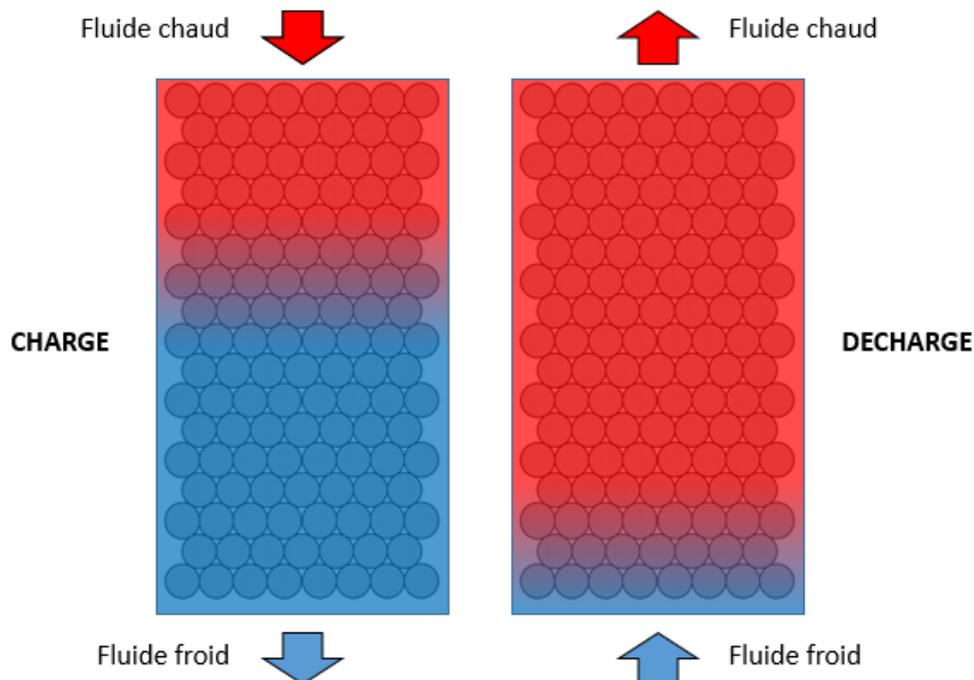


FIGURE 1 – Schéma d'une charge puis décharge d'un stockage de type thermocline

De nombreux travaux ont été menés par le CNRS PROMES afin d'identifier et d'exploiter le potentiel du stockage thermique pour les applications du solaire à concentration. Plus récemment, la société Eco-Tech Ceram, issue du CNRS PROMES a pour ambition de proposer le stockage thermocline pour la valorisation de la chaleur industrielle via sa

solution Eco-Stock[®]. De plus, les applications du stockage thermocline ont été élargies au réseau électrique, le stockage thermique étant couplé à des convertisseurs Power to Heat (PTH) et Heat to Power (HTP). Le stockage pourrait alors interagir avec le réseau électrique. Afin de développer ces différents relais de croissance du stockage thermique, ces travaux ont été financés par la Banque Publique d'investissement via le Concours Mondial de l'Innovation remporté par Eco-Tech Ceram et dans le cadre du labEx SOLSTICE (ANR-10-LABX-22-01-SOLSTICE). Cette thèse est issue d'une collaboration industrielle forte entre les laboratoires CNRS PROMES, RAPSODEE et la société Eco-Tech Ceram.

Un premier objectif est la validation des performances du premier Eco-Stock[®], stockage thermocline industrielle à l'échelle 1. Ce stockage de 28 tonnes au total présente une géométrie atypique horizontale. Cette géométrie n'est pas optimale thermiquement mais permet un transport et une installation facilitée sur site. Un second objectif est l'identification de la plage d'utilisation garantissant de bonnes performances du stockage thermique, afin d'être capable d'identifier les gisements les plus propices à une valorisation.

Le troisième objectif est l'élaboration de modèles facilitant la modélisation et l'optimisation du stockage intégré à des chaînes énergétiques. Enfin, le quatrième objectif consiste à évaluer la pertinence technique et économique ainsi que les éventuels verrous du couplage entre un stockage thermique et des convertisseurs PTH et HTP.

Le corps de ce manuscrit est divisé en trois parties. La première partie montre l'enjeu du stockage thermique, à la fois sur les thématiques de l'efficacité énergétique et de l'intégration des énergies renouvelables. Un état de l'art du stockage thermocline est dressé, permettant de connaître ses spécificités. Les bancs expérimentaux existants sont présentés ainsi que les différents types de modèles utilisés dans la littérature. Un focus sur l'interaction entre stockage et chaînes énergétiques est ensuite proposé.

La deuxième partie vise à caractériser les performances de l'Eco-Stock[®], stockage thermocline développé par Eco-Tech Ceram pour la valorisation de chaleur industrielle. En plus des essais nécessaires à la caractérisation des performances industrielles, des essais d'intérêts académiques ont pu être réalisés. Il s'agit de caractériser une plage d'utilisation du stockage thermocline ainsi que ses limites en termes de débits, de températures et de périodes de repos. La capacité du modèle numérique à représenter le stockage sur cette plage d'utilisation est aussi identifiée.

La troisième partie traite de l'intégration d'un stockage à des procédés énergétiques. Deux modèles permettant la modélisation d'un stockage thermique intégré à une chaîne de procédés énergétiques sont proposés. Le premier est issu du modèle complet utilisé spécifiquement pour le stockage. Le deuxième modèle est issu d'une approche innovante basée sur la représentation d'un stockage thermocline sous forme de fonctions de transfert. Afin d'évaluer la pertinence du stockage couplé à des procédés énergétiques, deux exemples issus de cas industriels réels sont présentés. Le premier cas d'étude porte sur un PTH couplé à un stockage afin de stocker l'énergie électrique sous forme thermique lorsqu'elle est peu chère pour l'utiliser quand son prix est haut, généralement synonyme de tensions sur le réseau. Le second cas d'étude est la conversion en électricité d'un gisement de chaleur fatale présentant de fortes variations de température et de débit. Le stockage permet alors de transformer ce gisement variable en une ressource constante, permettant une alimentation continue du bloc électrique HTP. Il s'agit ici d'identifier les contraintes

techniques liées à chaque cas, proposer une solution technique pertinente, identifier les limites d'une telle solution ainsi qu'ajouter une perspective économique sur ces cas.

1 Étude bibliographique

1.1 Objectifs et enjeux du stockage thermique

1.1.1 Le déploiement massif d'énergies renouvelables

Les énergies fossiles restent la principale source de génération d'électricité, avec le charbon à 38% et le gaz naturel à 23,2% [8]. Afin de réduire les émissions de CO₂ associées à ce secteur, un essor des moyens de production d'électricité « bas carbone » est nécessaire. Parmi ces technologies se trouvent des sources d'énergies intermittentes, puisqu'elles dépendent du vent et de l'ensoleillement par exemple. La part des énergies renouvelables est croissante, atteignant 20% pour l'Europe, qui souhaite atteindre 33% d'énergie renouvelable dans son mix énergétique d'ici 2030 [9]. Ces énergies étant intermittentes, celles-ci sont susceptibles de déstabiliser le réseau électrique avec des surcharges lors des périodes d'abondances et des blackouts (délestage d'urgence pour rééquilibrer la fréquence du réseau) lorsqu'elles ne produisent plus. Le réseau électrique nécessite différents services auxquels le stockage peut répondre.

Les systèmes de stockage offrent une multitude de services, comme la stabilisation de la fréquence du réseau (réaction de l'ordre de la milliseconde), la gestion des pics de puissances (minutes), ou encore le stockage massif (plusieurs heures) permettant de gérer les pics de consommations journaliers.

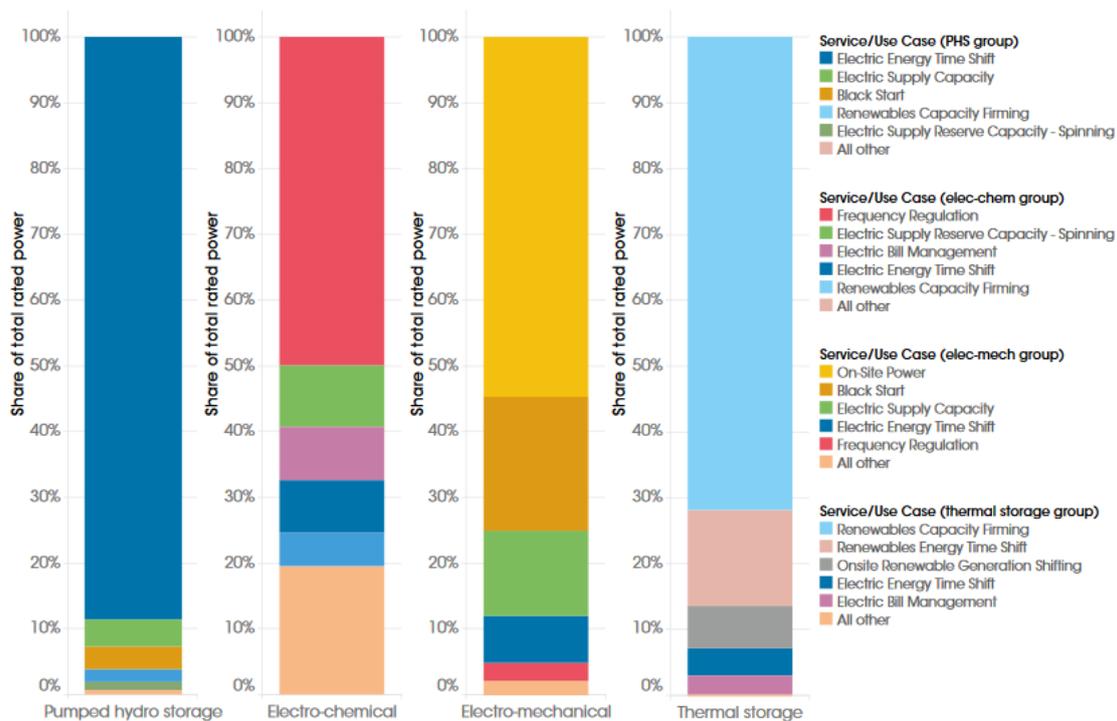


FIGURE 2 – Service réseau fourni par les différentes technologies de stockage [10]

Ainsi, chaque technologie offre ses services au réseau en fonction de ses avantages et de ses inconvénients, indiqués sur la figure 2. Chaque type de service implique différentes solutions de stockage, possédant chacune un compromis entre capacité et puissance. Cet équilibre est donné sur la figure 3.

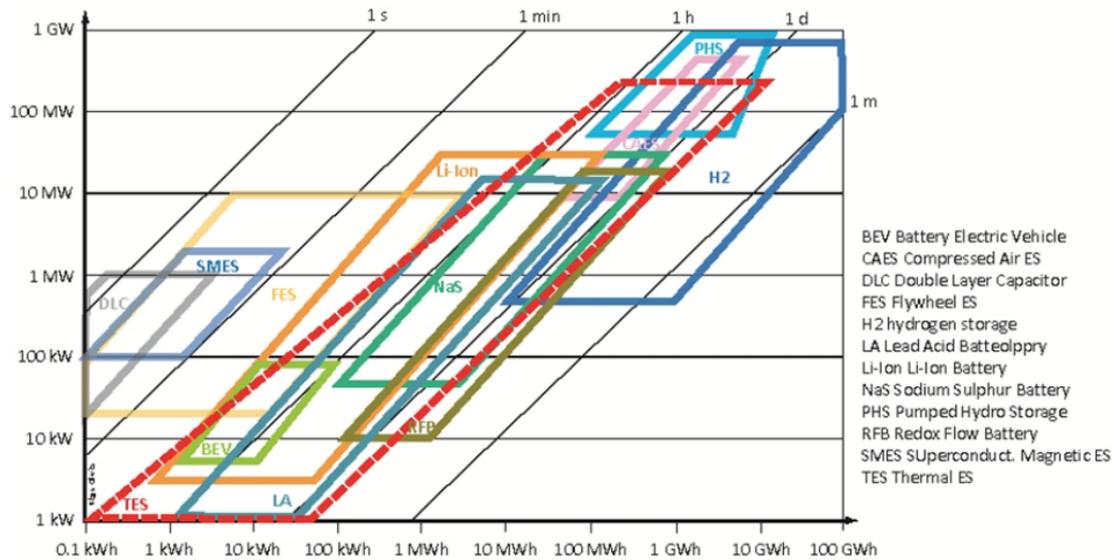


FIGURE 3 – Diagramme capacité/puissance des technologies de stockage

Le stockage d'électricité massif se fait par des STEP, qui représentent 96% de la capacité de stockage d'électricité au niveau mondial [11]. Les systèmes de stockage électrochimiques, comme les batteries, sont utilisés avantagement pour la stabilisation de la fréquence du réseau, le temps de réaction de celles-ci étant très faible (de l'ordre de la milliseconde). Les stockages électro-mécaniques possèdent des temps de réactions de l'ordre de la seconde pour les volants d'inertie, et de l'ordre de la minute pour le stockage d'électricité par air comprimé peuvent être utilisés pour redémarrer les installations lors des blackouts. Le stockage thermique en revanche, semble particulièrement adapté pour absorber les pics de puissance liés aux énergies renouvelables, avec un temps de réponse de l'ordre de quelques minutes, voire de l'heure [11]. L'ensemble de ces solutions de stockage se complètent pour fournir différents types de services, sans lesquels le réseau électrique ne pourrait fonctionner.

1.1.1.1 Stockage de l'énergie électrique

Le procédé de stockage d'électricité sous forme thermique consiste en la conversion d'électricité en chaleur par effet Joule, et le stockage de cette chaleur lors de la phase de charge. Lorsque le réseau a besoin d'électricité, le stockage se décharge. La chaleur stockée alimente un cycle thermodynamique pour générer l'électricité de manière déphasée. Comme indiqué sur la figure 4, cette forme de stockage est multi-services puisque le stockage peut fournir à la fois de l'électricité, de la vapeur et de l'eau chaude.

La chaleur doit être générée et stockée à la température la plus haute possible afin d'augmenter le rendement du cycle thermodynamique. En effet, la chaleur à haute température ($>400^{\circ}\text{C}$) est utilisée pour la génération électrique, la chaleur à température moyenne (entre 100 et 400°C) permet de générer la vapeur, et la chaleur basse température (inférieure à 100°C) permet de chauffer l'eau pour des besoins sanitaires par exemple. Il est envisagé d'alimenter des turbines à gaz au lieu des turbines à vapeur, augmentant le rendement global de l'installation [12]. Luo *et al.* présentent le stockage thermique comme une technologie à bas coût, de 3 à $30\$/\text{kWh}$, qui la rendrait compétitive vis-à-vis des

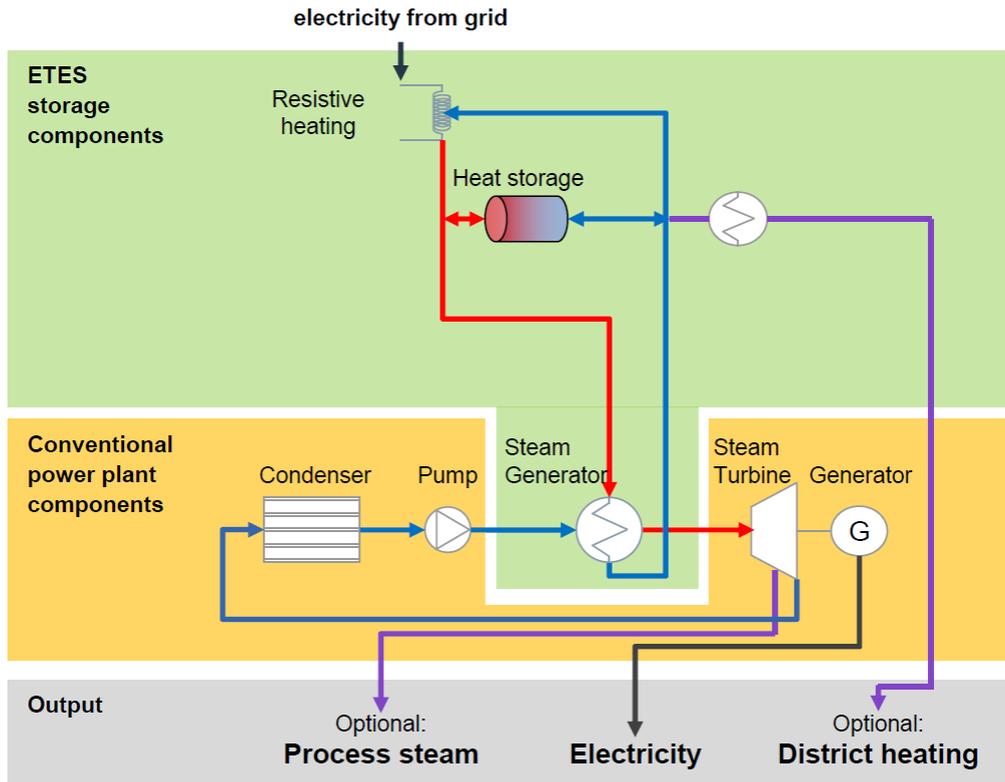


FIGURE 4 – Illustration du Power to Heat to Power (Siemens AG)

autres solutions présentées sur la figure 3 [13].

Le stockage thermique pourrait aussi être intégré aux systèmes de stockage d'électricité par air comprimé. Le procédé actuel sans stockage thermique fonctionne de la manière suivante. Lors de la charge, des compresseurs compriment de l'air, qui est ensuite stocké dans une cavité souterraine. Lors de la décharge, l'air comprimé est extrait de la cavité et chauffé à l'aide d'une combustion au gaz afin d'entraîner une turbine. A ce jour, seules deux installations de stockage par compression d'air ont vu le jour. Le site de Huntorf en Allemagne a une capacité de 580 MWh_e pour une puissance de 290 MW_e, mis en service en 1978. L'autre site est celui de McIntosh aux Etats-Unis, avec une capacité de stockage de 2860 MWh_e pour une puissance de 110 MW_e, mis en service en 1991. La pression de stockage est de respectivement 66 et 74 bar [10]. Ces sites consomment du gaz naturel pour faire fonctionner leurs turbines, ils ne peuvent donc pas être classés comme une solution renouvelable. Afin de fonctionner sans combustion, la compression de l'air pourrait se faire de manière adiabatique, en stockant la chaleur de compression. Lors de la décharge, le fluide est alors réchauffé grâce à cette chaleur de compression. Le rendement électrique pourrait alors atteindre 70% [14, 15, 16]. Un stockage thermique haute température est donc nécessaire pour se passer d'énergie fossile et stocker l'électricité de manière renouvelable.

Le principal inconvénient du stockage électrique par compression d'air est la nécessité d'une cavité souterraine de grande taille, qui est une condition géographique contraignante, ce qui explique qu'aucune installation n'a été mise en service depuis bientôt 30 ans. Afin de pallier à ce problème, Geissbuhler *et al.* ont utilisé la cavité d'une ancienne mine [17].

Une autre solution prometteuse pour stocker l'électricité est le stockage électrique par pompage thermique. Il s'agit de générer de la chaleur et du froid à l'aide d'un cycle thermodynamique lors de la charge, de manière similaire à une pompe à chaleur. La température du fluide augmente grâce à la compression, puis le fluide cède sa chaleur à un stockage thermique. Il est ensuite détendu dans une turbine, ce qui le refroidit davantage. Le fluide cède le froid à un stockage thermique avant de regagner le compresseur. En fin de charge, le stockage situé après le compresseur est à haute température, alors que le stockage situé avec la turbine est à basse température. Lors de la décharge, un autre couple de compresseur/turbine utilise alors ces deux réservoirs chaud et froid pour générer de l'électricité. Les températures de stockage envisagées sont situées autour de 600°C et -130°C [18]. Encore une fois, un stockage thermique haute température apparaît comme un élément essentiel du système.

1.1.1.2 Le solaire à concentration

Le stockage thermique est un avantage essentiel dans le solaire à concentration thermodynamique. L'électricité étant générée à partir de chaleur, le stockage thermique est particulièrement adapté. Une centrale solaire à concentration est constituée d'un champ d'héliostats (miroirs), d'un récepteur et d'un système de production d'électricité. Les héliostats concentrent le rayonnement solaire sur un récepteur, afin de générer de la chaleur à haute température. Un fluide de transfert, souvent de l'huile ou des sels fondus, est utilisé pour transporter cette chaleur à haute température depuis les récepteurs jusqu'à un bloc de production électrique. Le fluide alimente alors un cycle de vapeur, avant de retourner au récepteur. Le cycle vapeur est constitué d'un évaporateur, d'une turbine, d'un condenseur et d'une pompe. L'électricité est produite par une génératrice entraînée par la turbine.

L'une des caractéristiques principales d'une centrale solaire est son facteur de concentration, qui est le rapport entre la surface des héliostats et la surface de l'absorbeur. Le facteur de concentration varie selon les technologies. Il en existe 4, présentées dans la figure 5.

Pour chacune de ces technologies, le facteur de concentration varie de 60 pour les collecteurs Fresnel-linéaires jusqu'à 1000 pour les centrales à tour et même 1300 pour les collecteurs paraboliques [20]. Plus le facteur de concentration est élevé, plus la température d'alimentation du cycle thermodynamique permettant de générer l'électricité est élevée, ce qui permet d'augmenter le rendement de la centrale.

Bien que les collecteurs cylindro-paraboliques aient un facteur de concentration de 80, ce qui est modeste par rapport aux autres technologies, ils représentent 80% des installations solaires [21]. Ce chiffre s'explique par la maturité de la technologie proposée commercialement par de nombreux acteurs [22].

Les centrales à tour sont en plein essor [20], et occupent une place importante parmi les centrales solaires en construction. Les centrales à tour pouvant atteindre des températures plus élevées, supérieures à 600°C , elles sont synonymes de meilleurs rendements [23].

Le stockage thermique occupe une place importante dans le secteur du solaire à concentration. Le rôle du stockage est de stocker une partie de l'énergie solaire pendant la journée

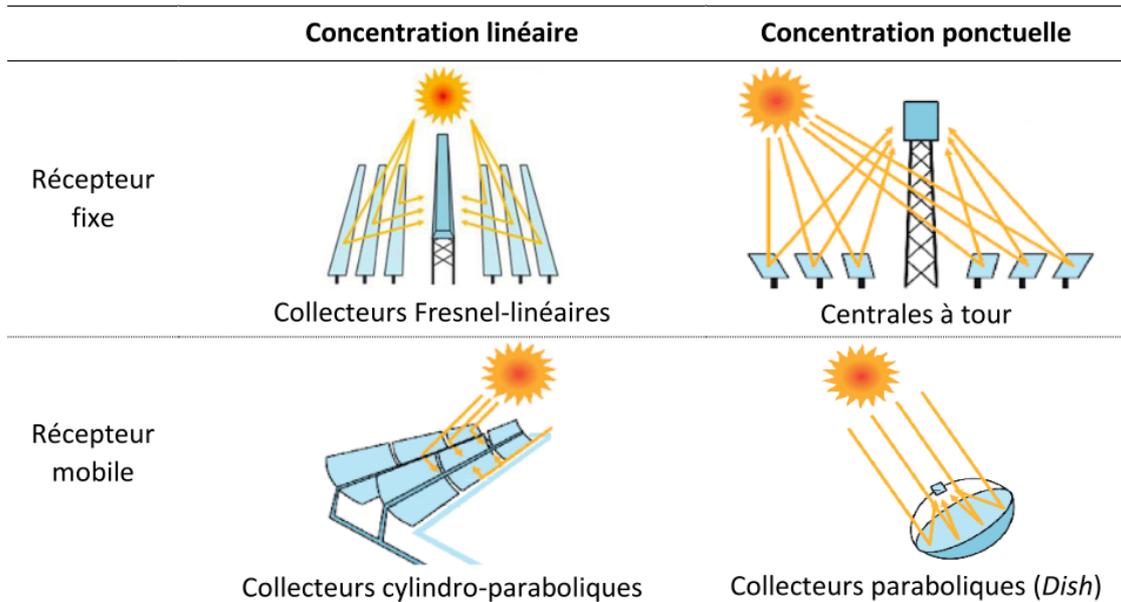


FIGURE 5 – Technologies de centrales solaires à concentration [19]

pour pouvoir la déstocker la nuit ou lors des pics de consommation. Il permet aussi de compenser la variation solaire pendant la journée afin d’alimenter le bloc électrique de la centrale à sa puissance nominale. Sans stockage, le facteur de capacité d’une centrale solaire est très réduit, le facteur de capacité étant le ratio entre le nombre d’heures de production et le nombre d’heures écoulées en une année. Le stockage thermique permet d’augmenter le facteur de capacité annuel de la centrale de 25% à 53% pour les centrales à concentrateurs cylindro-paraboliques (avec 6h de capacité de stockage), et jusqu’à 80% pour les tours solaires (15h de capacité de stockage) [24, 23]. Le stockage thermique permet de pallier le déphasage entre l’ensoleillement et la consommation d’électricité. Ainsi une centrale solaire avec stockage peut permettre de produire de l’électricité plus de 20h par jour [19]. La centrale solaire de Gemasolar a été en 2011 la première centrale solaire commerciale à produire de l’électricité pendant 24h en continu grâce à son système de stockage [25].

Ces dernières années, les centrales solaires à concentration sont construites majoritairement avec un stockage thermique [20]. Le stockage thermique de référence est composé de deux cuves, remplies de sel fondu, utilisé comme fluide de transfert de chaleur et comme matériau de stockage. Le fluide est d’abord stocké à une température d’environ 220°C dans une cuve, appelée la cuve basse température [26]. Lors de la phase de charge du stockage thermique, le fluide est pompé de la cuve basse température via un échangeur, qui absorbe la chaleur du fluide de transfert provenant du champ solaire. Le fluide se réchauffe et est stocké dans la cuve haute température. Lorsque le champ solaire n’apporte plus assez de puissance pour alimenter le cycle vapeur, la décharge du système de stockage démarre. Le fluide est pompé depuis la cuve chaude, cède sa chaleur au fluide de transfert via l’échangeur, et est stockée dans la cuve basse température. Ce type de stockage fait figure de référence et est installé sur la plupart des installations commerciales, comme celle d’Andasol en Espagne, avec une capacité de 1100 MWh_{th}.

L’inconvénient de ce système est son coût, qui représente généralement 10 à 20% du coût total de la centrale [27, 28]. D’autres technologies de stockage thermique sont envi-

sagées afin de réduire le coût du stockage et donc de faciliter le déploiement des centrales solaires à concentration. Au lieu d'utiliser 2 cuves, il serait possible d'utiliser une cuve unique, qui serait moins onéreuse. Cette cuve unique permettrait de stocker à la fois le fluide chaud et le fluide froid, séparés par une zone de gradient de température, la thermocline. L'une des premières références de centrales solaires à concentration avec stockage est Solar One, qui a fonctionné avec un stockage thermocline en huile et garnissage sable et graviers de 182 MWh entre 1982 et 1987. Ce stockage thermocline a ensuite été remplacé par un système de sels fondus dans la centrale Solar Two, stockage validé sur la centrale de Themis.

1.1.2 L'efficacité énergétique industrielle

1.1.2.1 Gisements de chaleur fatale

La consommation d'énergie est répartie entre 5 secteurs : transport, industrie, résidentiel, commercial, et la génération d'électricité. Ces différents secteurs mettent en oeuvre divers procédés présentant chacun leur rendement propre. Ce rendement correspond au ratio entre l'énergie utile et l'énergie consommée par la machine. La figure 6 est un diagramme de Sankey permettant d'évaluer l'énergie utile et les rejets thermiques non valorisés pour chacun des 5 secteurs [5]. Ainsi, dans l'industrie, près de 50% de l'énergie consommée est perdue sous forme thermique. Cette chaleur perdue est appelée « chaleur fatale ». Le potentiel d'amélioration de l'efficacité énergétique des procédés industriels pourrait théoriquement atteindre les 50 000 PJ, soit environ 15 000 TWh au niveau mondial [5].

Le DOE et l'ADEME estiment qu'il serait déjà possible de valoriser près de 4000 TWh par an [4]. La valorisation implique une réduction des coûts énergétiques des procédés, réduit les émissions de CO₂ et les taxes qui lui sont associées. Dans le secteur industriel, 38% des chaleurs fatales sont à une température supérieure à 300°C et requièrent donc des solutions de valorisation à haute température [5].

L'ADEME estime que 25 à 60% de la chaleur consommée par les fours industriels est perdue à l'échappement. Les principaux secteurs ayant des fumées chaudes sont les secteurs du verre, du ciment, de l'acier, de l'aluminium mais aussi de la céramique, comme l'indique la figure 7. Ces secteurs sont donc particulièrement intéressants pour la valorisation des chaleurs hautes températures.

1.1.2.2 Technologies de valorisation de la chaleur fatale

La plupart des technologies disponibles pour la valorisation de la chaleur fatale sont présentées dans le rapport référence « Waste heat recovery : technology and opportunities in U.S Industry », produit par le U.S. Department of Energy (DOE) en 2008 [30]. Parmi elles, le régénérateur est l'une des technologies phares et est utilisé depuis plus de 200 ans. L'autre technologie phare est l'échangeur de chaleur.

Les régénérateurs sont utilisés dans les domaines de la céramique ou de la métallurgie. Il s'agit d'échangeurs-stockeurs pouvant atteindre 30 m de haut, et pouvant opérer jusqu'à 1650°C à 200 MW_{th} [32]. Des matrices solides en forme de nid d'abeille sont empilées formant le garnissage, la tour en elle-même est aussi constituée d'une enveloppe

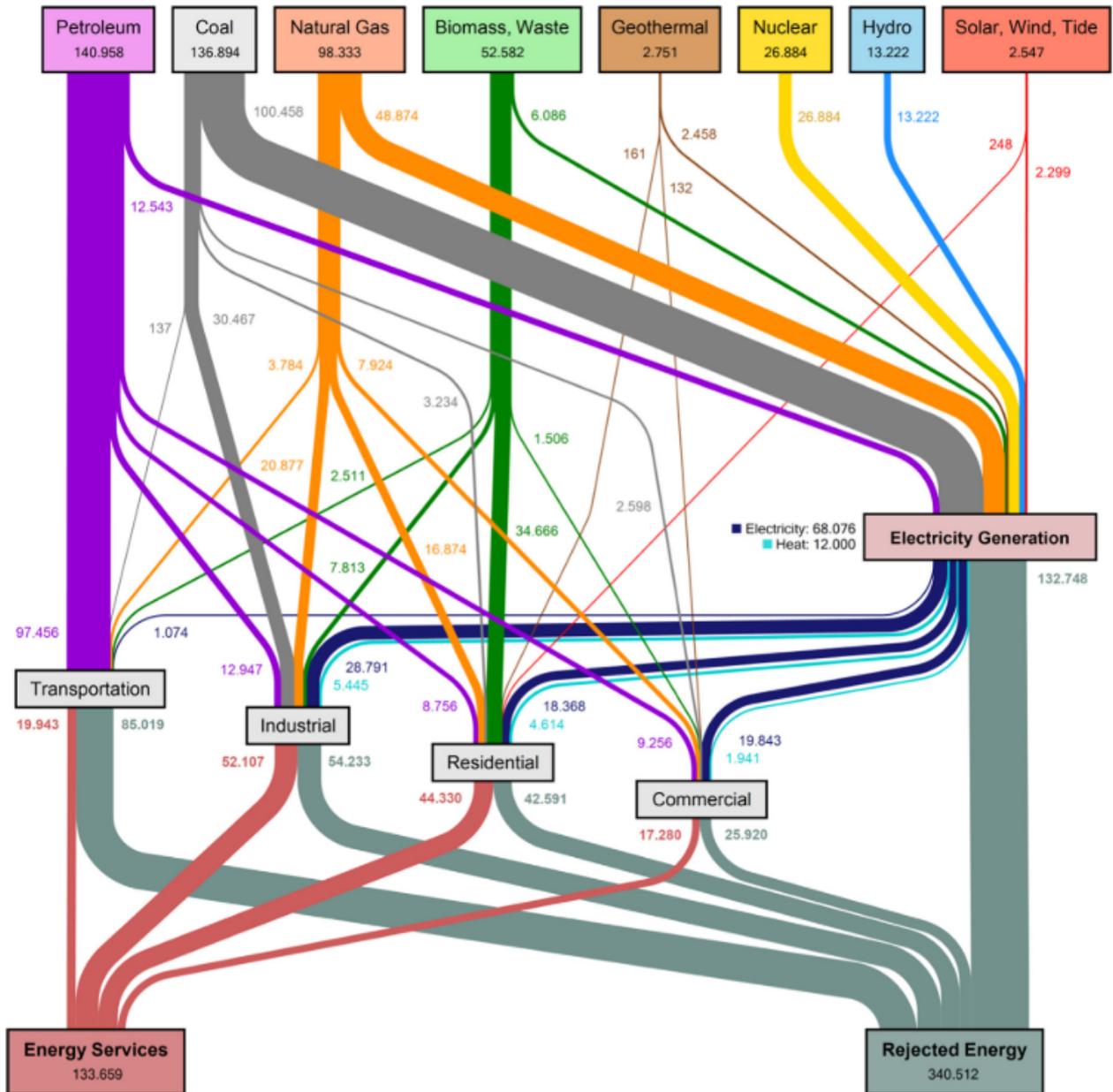


FIGURE 6 – Estimation des émissions mondiales de chaleur fatale par secteur [5]

périphérique comportant une isolation. Les régénérateurs fonctionnent par paire, l'un se charge pendant que l'autre se décharge. Les régénérateurs sont donc utilisés au sein des procédés continus pour valoriser la chaleur, comme les hauts-fourneaux de sidérurgie. La chaleur fatale sort des fours et entre dans le régénérateur. Le procédé est illustré sur la figure 8. Les périodes caractéristiques sont de 40 à 60 minutes pour la charge et de 20 à 40 minutes pour la décharge [31]. Ces tours, aussi appelées "Cowpers" du nom de leur inventeur, sont remplies de plusieurs types de matériaux en fonction de la hauteur du régénérateur et donc de la température à laquelle chaque partie du régénérateur est exposée.

Il existe également des régénérateurs plus petits, comme les brûleurs régénératifs utilisés dans les aciéries. Ceux-ci fonctionnent par paire et se font face dans le four. Pendant que l'un brûle le gaz naturel, l'autre stocke la chaleur des gaz d'échappements afin de préchauffer l'air de combustion de son propre cycle. Ils fonctionnent ainsi avec des cycles

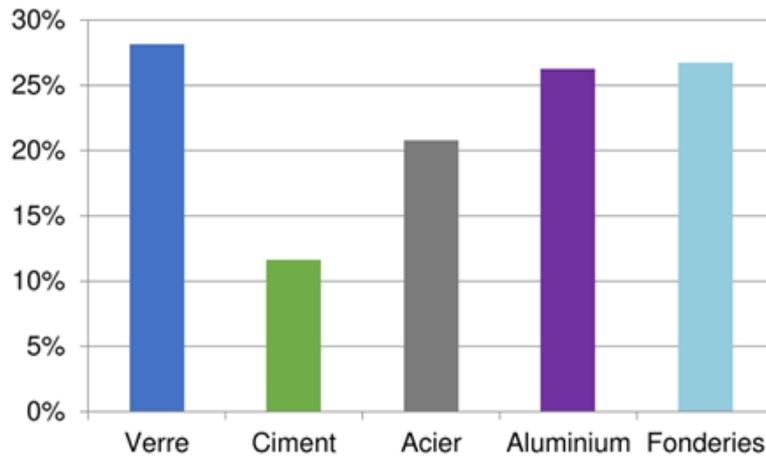


FIGURE 7 – Pourcentage de pertes aux fumées par industrie [29]

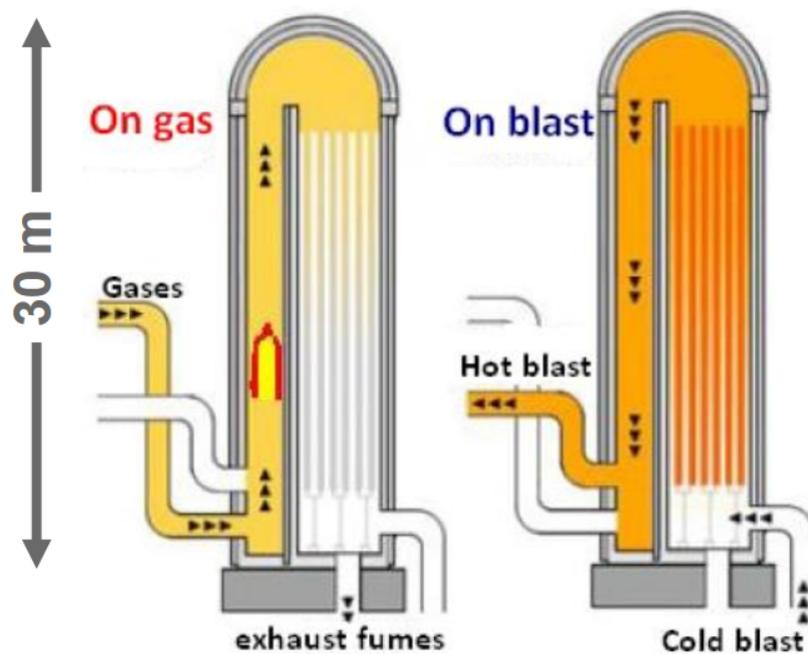


FIGURE 8 – Schéma de fonctionnement d'un régénérateur (charge à gauche et décharge à droite) [31]

de 30 à 120 secondes. Ils sont constitués de matrices structurées afin de limiter les pertes de charge [33].

Les échangeurs sont aussi adaptés pour la valorisation de procédés continus, pour des températures souvent inférieures à celles des régénérateurs. Le principal avantage est que les fumées provenant des fours et le fluide à chauffer circulent dans des canaux différents, ce qui évite toute contamination (poussières, gaz corrosifs).

1.1.2.3 Limites des solutions existantes

Les solutions existantes présentent plusieurs limitations techniques. Les régénérateurs et échangeurs présentent un bon potentiel pour la valorisation de chaleurs fatales continues. En revanche, de nombreux procédés sont intermittents, ce qui implique de fortes

fluctuations des températures et débits des chaleurs fatales, ainsi qu'un décalage temporel entre les périodes où elles sont émises et où elles sont valorisées [6]. L'une des problématiques soulignées par le DOE est l'absence de solutions techniques appropriées pour ces procédés intermittents. Les échangeurs sont dimensionnés pour un point nominal de fonctionnement et ne sont pas adaptés pour fonctionner sur une large plage de débit. Or la fonderie ou la production de céramique peuvent être réalisées en « batch » avec des cycles de cuissons particuliers pour chaque série de produits. Un exemple est présenté ici avec une fonderie de cubilot en Italie. Les températures fluctuent entre 300 et 500°C avec des débits variant de 25 000 kg/h et 45 000 kg/h [34].

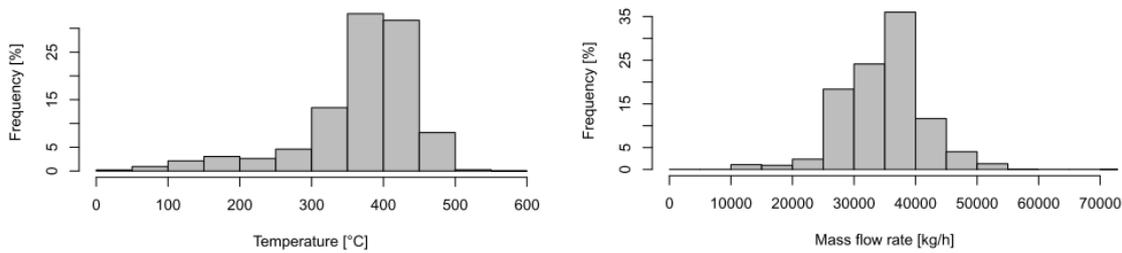


FIGURE 9 – Exemple de chaleur fatale provenant d'une fonderie [34]

Le décalage peut être à la fois temporel, et spatial entre la production de chaleur fatale et sa potentielle valorisation. La chaleur est susceptible d'être générée sur un équipement thermique, un four par exemple, et d'être consommée par un séchoir situé à plusieurs centaines de mètres sur le site. Dans ce cas, la chaleur aurait besoin d'être transportée. Les réseaux de chaleur existent déjà mais il n'est pas toujours possible de les installer sur un site industriel, compte tenu des équipements déjà existants. De plus les réseaux de chaleur présentent des investissements lourds et leur rentabilité à court terme n'est pas garantie compte tenu du manque de visibilité sur le coût de l'énergie [35]. Dans ce cas, il pourrait être envisageable de transporter la chaleur par container, à l'aide d'un stockage containerisé [6].

La corrosion est aussi considérée comme l'une des problématiques principales [30]. A très haute température, l'activité chimique des fumées est renforcée. Les fumées, même si elles contiennent peu d'agents corrosifs, viennent alors endommager les parois en acier des échangeurs de chaleur.

Enfin la dernière limitation est un bas prix des énergies fossiles et une faible taxation des gaz à effet de serre émis. En effet, les économies générées par la valorisation de la chaleur fatale sont quasi proportionnelles au prix de l'énergie. De même, la taxe carbone instaurée au niveau européen est restée faible pendant de nombreuses années, à environ 5€/tCO₂, et son augmentation récente à 25€/tCO₂ n'est pas suffisante pour soutenir le développement des technologies bas carbone [36]. Une taxation croissante du carbone permettrait d'encourager le déploiement de solutions de valorisation.

1.2 Stockage de type thermocline

Pour chacune des applications, énergies renouvelables ou chaleur industrielle, les besoins d'un stockage haute température sont mis en évidence. Le stockage thermique de

type thermocline est envisagé comme solution. Il s'agit d'un stockage par chaleur sensible peu cher, avec une technologie simple et robuste. Il existe d'autres technologies de stockage thermique, comme le stockage thermo-chimique ou le stockage par chaleur latente, mais le stockage par chaleur sensible s'impose pour le stockage de grandes tailles et à haute température [37].

1.2.1 Principe de fonctionnement

Le concept de thermocline a été initialement défini en océanographie, où la thermocline désigne le gradient de température entre les eaux chaudes de surface, chauffées par le soleil, et les eaux froides situées en profondeur [38]. Le concept a été repris pour les régénérateurs, puis pour les centrales solaires. Le stockage de type thermocline est un stockage comprenant un gradient de température appelé thermocline.

Le stockage de chaleur s'effectue en injectant le fluide de transfert chaud en partie haute d'une cuve remplie d'un matériau de stockage à température basse. Le fluide cède sa chaleur au solide, qui se réchauffe progressivement. Au sein du stockage apparaît une zone chaude, une zone froide et un gradient thermique qui les sépare, la thermocline (voir figure 10). Le gradient progresse le long de la cuve jusqu'à en sortir. La charge est alors arrêtée. Lors de la décharge, le fluide à température basse est injecté en bas de cuve et le procédé inverse se produit. Le matériau cède sa chaleur au fluide, le fluide se réchauffe. Le fluide chaud peut ensuite être utilisé pour des procédés énergétiques. Le processus de décharge ne suit pas nécessairement la charge et une période de repos peut être imposée par le procédé.

La thermocline correspond à une zone de température variable, comprise entre la température basse et la température haute. Celle-ci peut être vue comme une dégradation de la chaleur du gisement par le procédé de stockage. Le stockage thermocline idéal aura donc une thermocline d'une épaisseur infiniment mince séparant les zones chaudes et froides. Ce système idéal permettrait de décharger à une température constante pendant la totalité de la décharge, comme pour le système deux-cuves. Mais à cause de la non-idéalité des échanges thermiques, un gradient thermique se crée. En réalité, une thermocline d'épaisseur nulle ne peut exister. L'objectif est alors de réduire son épaisseur au minimum.

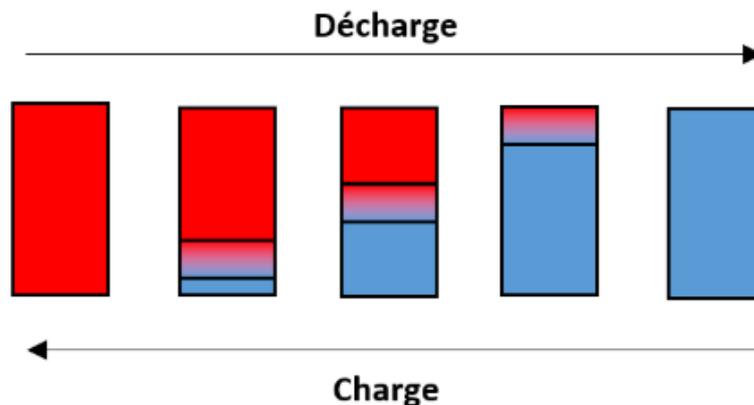


FIGURE 10 – Concept de charge et décharge de la zone de thermocline, extrait de [19]

L'avantage considérable du stockage thermocline est son faible coût. L'économie vis-à-vis d'un stockage à deux cuves serait de 33 % [28]. Cette réduction s'explique par la

simplicité technologique du stockage thermocline : il s'agit d'une cuve, remplie du matériau de stockage, qui comporte une entrée et une sortie pour le fluide de transfert. La cuve est ensuite isolée pour limiter les pertes thermiques. L'utilisation d'une cuve unique au lieu de deux réduit aussi les frais liés au soubassement et à l'isolation.

1.2.2 Températures seuils

Lors de la phase de charge, le fluide cède sa chaleur au matériau solide et la thermocline progresse axialement du haut vers le bas dans le stockage. La température de sortie du stockage est dans un premier temps proche de la température basse du système. Lorsque la thermocline atteint la sortie, l'extraction partielle ou totale de la thermocline expose les équipements aval à une température croissante.

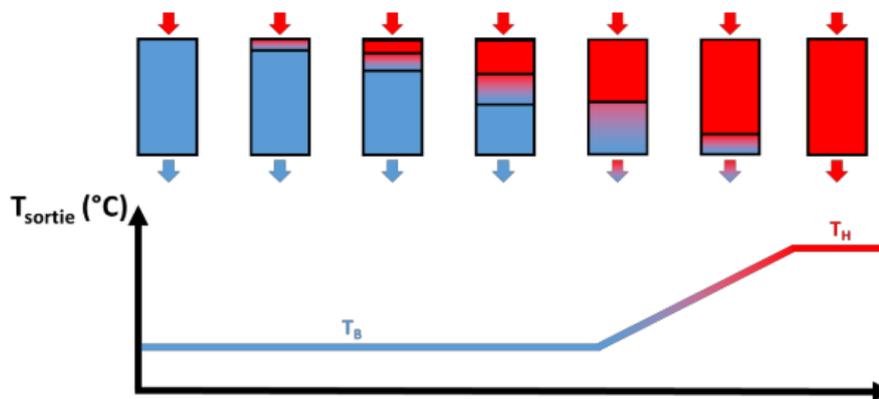


FIGURE 11 – Variation de la température en sortie de stockage durant la charge, extrait de [19]

Dans les applications solaires, l'extraction de la thermocline peut conduire à une surchauffe du fluide dans les collecteurs solaires. Les centrales solaires fonctionnent en boucle fermée : le fluide thermique ayant cédé sa chaleur au stockage retourne dans le champ solaire pour se charger à nouveau en chaleur. Si le fluide sort du stockage à une température trop élevée, celui-ci surchauffera lors de son passage au sein du collecteur.

Dans le cas de la valorisation de chaleur fatale, l'extraction de la thermocline lors de la charge peut conduire à une exposition des équipements situés en aval à de fortes températures. Le système de valorisation fonctionne dans ce cas en boucle ouverte : les fumées sont aspirées depuis le four, traversent les gaines, puis le stockage et enfin atteignent le ventilateur avant d'être évacuées par la cheminée. Le ventilateur est positionné côté froid du stockage afin de limiter son exposition aux fortes températures. Lors de l'extraction de la thermocline, les gaines et le ventilateur situés en aval sont soumis à des températures plus élevées. Or d'après Eco-Tech Ceram, dimensionner ces équipements pour des hautes températures conduit à un fort surcoût de l'installation.

Dans les deux cas, solaire à concentration et chaleur fatale, la gestion de l'extraction (ou de la "percée") de la thermocline en phase de charge doit être anticipée dans le dimensionnement du système. Il en est de même pour la décharge. La thermocline progresse alors dans le sens inverse à celui de la charge, toujours axialement mais de bas en haut. La température de sortie du fluide caloporteur est d'abord constante et proche de la température haute du système, puis décroît lorsque la thermocline atteint l'entrée du stockage.

Ce phénomène est illustré sur la figure 12.

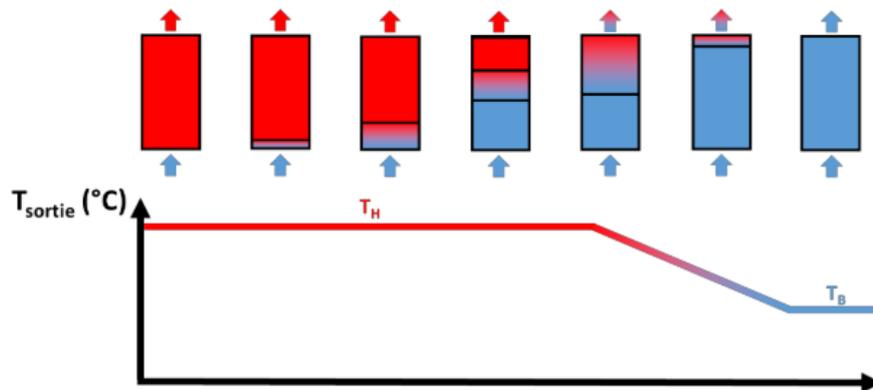


FIGURE 12 – Variation de la température en sortie de stockage durant la décharge, extrait de [19]

Pour les centrales solaires, la chaleur extraite du stockage assure l’alimentation d’un cycle thermodynamique lié à une génératrice. L’alimentation de ce cycle doit être effectuée à une température suffisamment élevée pour garantir son bon fonctionnement. Une baisse de température trop forte pourrait endommager l’installation.

Dans le cas de la chaleur fatale, celle-ci peut être valorisée dans un four ou un séchoir par exemple. Une valorisation à trop faible température pourrait endommager les produits en cours de production et les équipements de l’industriel par la génération de chocs thermiques. La gestion de ces températures est complexe et doit être régulée par des températures seuils de charge et de décharge, qui correspondent à un cahier des charges fixé par les autres équipements de l’installation comportant le stockage.

1.2.3 Facteurs influençant la zone de thermocline

La zone de thermocline correspondant à la zone de variation de température est donc à minimiser afin de dégrader la chaleur le moins possible lors du procédé de stockage.

Une faible taille caractéristique du matériau de stockage est préférée afin d’augmenter la surface d’échange spécifique entre le solide et le fluide. Ce faible diamètre est aussi synonyme de nombre de Biot faible ($Bi < 0.1$), ce qui permet de définir le solide comme thermiquement mince. La température au sein du solide sera alors homogène. Le nombre de Biot est défini par :

$$Bi = \frac{hd_s}{\lambda} \quad (1)$$

avec d_s étant le diamètre du grain.

Un faible diamètre caractéristique conduira à de meilleures performances thermiques de la cuve [39], l’échange convectif étant le principal générateur d’irréversibilité (entropie) [40]. En revanche, la diminution de la taille caractéristique du solide augmente les pertes de charge et augmente donc la puissance consommée pour la circulation du fluide. Un faible diamètre du solide permettra entre autres de réduire les passages préférentiels. Ces derniers correspondent aux parties du stockage où le solide est moins bien réparti à cause des effets de bords. La porosité locale en est alors augmentée, et devient un lieu

de passage plus important du fluide caloporteur. Ces zones se réchauffent plus vite que la section du centre lors de la charge, ce qui dé-stratifie radialement la zone de thermocline [41]. A l'inverse, ces mêmes zones se refroidissent plus rapidement lors de la décharge. Afin de limiter cet effet, un ratio de 1/40 entre la taille des solides et le diamètre de la cuve est préconisé, synonyme d'une taille de solide relativement faible [42].

Une hauteur de cuve élevée sera synonyme de meilleures performances puisque la thermocline occupe une partie proportionnellement plus faible de la cuve. Sur les systèmes de petites tailles, la thermocline peut occuper la totalité de la cuve [19, 43, 44]. Les prototypes possèdent donc de moins bonnes performances que les cuves industrielles, qui sont plus longues.

Une conductivité thermique importante du matériau de stockage permet d'améliorer le transfert dans le volume du grain, caractérisé par le nombre de Biot. Une conductivité élevée conduit à un nombre de Biot faible, critère recherché pour l'obtention d'un corps thermiquement mince. Cependant, une conductivité élevée accroît aussi la conductivité effective du lit de particules, qui a pour conséquence de favoriser la déstratification. Un compromis est donc à trouver entre cette conductivité et le diamètre des solides afin de conserver un faible nombre de Biot (généralement inférieur à 0,1). Certains auteurs déclarent parfois que la conductivité n'a qu'un effet négligeable sur les performances du stockage [45].

La vitesse d'entrée semble jouer un rôle mineur, mais affecte les performances du stockage. Une vitesse d'entrée faible permet de réduire l'effet d'inertie du matériau de part la réduction du nombre de Biot [26]. Mais une vitesse trop faible a tendance à accroître l'influence relative de la diffusion thermique, participant à la déstratification de la thermocline.

L'isolation permet de diminuer les pertes aux parois, qui peuvent contribuer à déstratifier l'écoulement piston en perturbant le profil radial du déplacement de la thermocline. Les expérimentations ont révélé que les pertes thermiques sont conséquentes pour les systèmes de petites tailles, avec des pertes allant jusqu'à 25% en 18 h pour un stockage de 0.05 m³ contre 2.5% en 20 h pour Solar One avec un volume de 3000 m³.

Pour résumer, un stockage efficace présentera un compromis entre :

- de bonnes performances thermiques, assurées par une longueur axiale de cuve importante, un faible diamètre de particule solide et un stockage bien isolé.
- de faibles pertes de charge, assurées par une longueur de cuve faible et un diamètre de solide élevé.

1.2.4 Fluide caloporteur

Selon les services attendus du stockage, différents fluides peuvent être sélectionnés. La température est souvent le principal critère de sélection, bien que d'autres critères comme le prix, la dangerosité ou l'impact environnemental puissent aussi être pris en compte. Lorsque plusieurs fluides peuvent être sélectionnés sur une même gamme de température, le choix porte généralement sur le fluide ayant la meilleure densité énergétique, soit le produit de la densité et de la capacité calorifique. Pour ces raisons, l'eau sera utilisée en dessous de 100°C. Les huiles solaires sont ensuite utilisées pour atteindre des températures égales ou légèrement supérieures à 300°C. Les études de cuves pilotes d'installations

solaires ont souvent été réalisées avec de l’huile [46, 47, 48]. Les centrales commerciales préfèrent l’utilisation de sels fondus, dont les températures peuvent atteindre 600°C, idéales pour alimenter des cycles vapeurs dont la température d’ébullition dépasse les 300°C. Au-delà de 600°C, seuls l’air et quelques fluides à très hautes températures comme les métaux fondus sont susceptibles d’être utilisés. Cependant, les solutions à base de métaux fondus sont difficiles à mettre en oeuvre techniquement. Par conséquent, l’air est considéré comme fluide de transfert approprié. Sa densité énergétique est très faible, mais il est gratuit et ne possède pas de température limite d’utilisation.

Fluide	Tmin/Tmax (°C)	ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg/K)	ρc_p (kWh/m ³ /K)
Eau liquide (à P _{atm})	0 / 100	1000	4180	1,15
Caloria HT 43	0 / 315	695	2700	0,52
Therminol 66	0 / 345	845	2380	0,56
Jarysol	0 / 350	870	2350	0,57
Solar Salt KNO ₃ /NaNO ₃	220 / 600	1835	1510	0,77
Hitec	142 / 535	1790	1560	0,78
Air	- / -	0.5	1075	1,5.10 ⁻⁴

TABLE 1 – Fluides de transfert, extrait de [26]

Pour l’ensemble des applications considérées dans la présente étude, un stockage haute température est souhaité, d’où le choix de l’air. De plus, dans le cas du solaire à concentration haute température (>600°C) ou de la chaleur fatale, le fluide de transfert issu du procédé est de l’air ou des fumées. Le stockage thermocline peut alors être facilement intégré aux procédés existants, puisque le fluide de transfert provenant du récepteur solaire, ou du four, peut simplement traverser directement le stockage thermocline pour stocker la chaleur. On parle alors de stockage direct. Le stockage indirect étant le cas où le fluide utilisé pour charger le stockage est différent de celui utilisé au sein du procédé [49]. Pour ces raisons, l’air ou les fumées seront considérés comme fluides de transfert dans la suite de cette étude. Le principal inconvénient de l’air est qu’en raison de sa faible densité énergétique, les débits à fournir peuvent être conséquents, ce qui augmente le coût de circulation dans le fluide dans le stockage.

1.2.5 Matériau de stockage

1.2.5.1 Qualités d’un matériau de stockage

Les matériaux de stockage sont choisis en fonction de plusieurs critères :

- un faible coût du matériau, indispensable à la viabilité économique de l’unité,
- un fort produit densité-capacité calorifique, afin de garantir une forte densité énergétique,
- une tenue thermique et mécanique à un cyclage à haute température, afin que les performances du stockage ne soient pas affectées par l’utilisation du stockage,
- la disponibilité du matériau sur les marchés industriels,

— un faible impact environnemental.

Les bénéfices d'une conductivité élevée fait débat, présenté dans la partie 1.2.3.

1.2.5.2 Lits structurés et non structurés

Les matériaux non structurés, autrement appelés matériaux "en vrac", sont constitués de petits éléments de formes qui peuvent être très variées : sphères, anneaux de raschig, cylindres, galets. L'avantage de cette mise en forme est qu'elle est peu coûteuse pour les roches naturelles et les matériaux issus de la valorisation de déchets par exemple [37]. Les avantages liés à une taille caractéristique de solide plus faible sont listés dans la partie 1.2.3.

Les matériaux structurés sont utilisés là où les pertes de charge sont problématiques comme dans le cas des régénérateurs. Un autre avantage est le fait que ces matériaux sont auto-porteurs et donc sans effets mécaniques sur les parois de la cuve induits par les dilatations/contractions de cuve lors des cycles thermiques. Dans ce cas, les matériaux sont des briques, ou des nids d'abeille, qui permettent une circulation plus aisée du fluide de transfert à travers des canaux. Une porosité globale plus faible peut être obtenue, jusqu'à 0,2, l'agencement d'un matériau non structuré et d'une taille unique ayant une porosité limitée, de l'ordre de 0,4 [50]. L'inconvénient des matériaux structurés est leur faible échange convectif, la surface d'échange thermique étant inférieure à celle des matériaux en vrac, présentant une multitude d'aspérités. Les transferts thermiques étant moins efficaces, la zone de thermocline est proportionnellement plus large sur un stockage comportant un matériau structuré. Des optimisations portant sur l'échange convectif des matériaux structurés ont été réalisées [51] afin de complexifier l'écoulement dans les canaux de passage du fluide. L'élaboration de matériaux structurés complexes pourraient en revanche poser problème lors d'une production industrielle.

1.2.5.3 Diversité des matériaux non structurés

Les matériaux non structurés peuvent provenir de roches naturelles, de matériaux à base d'alumine ou encore être issus de la valorisation de déchets industriels. Quelques exemples peut être trouvés dans le tableau 2. La gamme de prix est donnée à titre indicatif. Plus le nombre de "+" est important, plus le prix est important.

De nombreux prototypes sont constitués de lit de sphères d'alumine [46, 52, 19], l'alumine possédant une excellente densité énergétique. Le coût élevé de l'alumine n'est pas un problème sur un prototype de faible taille, puis qu'il s'agit de faible volume de stockage.

Afin d'envisager de gros volumes de stockage et un impact environnemental plus faible, les roches naturelles ont été considérées comme matériau de stockage. L'ensemble des travaux sur les roches naturelles a récemment fait l'objet d'un article de revue [53]. Les auteurs préconisent une caractérisation des propriétés thermo-physiques et mécaniques au cours de nombreux cyclages thermiques afin de garantir l'utilisation d'une roche naturelle comme matériau de stockage. En vue d'une économie circulaire et de la réduction de l'impact environnemental, les déchets industriels valorisés en matériau de stockage ont aussi été considérés [54, 55].

Matériau	ρ (kg.m ⁻³)	c_p (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	λ (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	ρc_p (kJ.m ⁻³ .K ⁻¹)	$\lambda/\rho c_p$ (10 ⁻⁷ m ² .s ⁻¹)	Dilatation thermique (10 ⁻⁶ /K)	$T_{max,theorie}$ (°C)	$T_{max,biblio}$ (°C)	Gamme de prix
Basalte	3000	920 (500 °C)	1,5 (25 °C)	2760	5,4	16 [61]	900 [36]	600	+
Gabbro	2911	643 (25 °C)	2,1 (25 °C)	1872	11	16 [61]	-	-	+
Béton HT (DLR)	2750	916 (350 °C)	1,0 (350 °C)	2519	4,0	9,3	600	600	+
Céramique HT (DLR base Al ₂ O ₃)	3500	866 (350 °C)	1,4 (350 °C)	3031	4,5	11,8	-	200	+++
Zirconia	5999	597 (500 °C)	2,7 (500 °C)	3581	7,5	-	2300	900	+++
Briques réfractaires	3000	1150 (moy. 200- 1200°C)	5 (moy. 200- 1200°C)	3450	14	-	1200	-	++
Cordiérite, Steatite	2680	1068 (- °C)	2,5 (- °C)	2862	8,7	7 - 10	1200	550	++
Sphères d'alumine (Al ₂ O ₃)	3953	1157 (500 °C)	12 (500 °C)	4574	26	16,2	1800	900	++
Amiante vitrifiée	3120	1034 (1000 °C)	1,4 (1000 °C)	3226	4,3	8,8	1200	1000	+
Laitiers (sidérurgique, four à arc électrique)	3770	912 (500 °C)	1,4 (500 °C)	3438	4,1	9 - 11	1000	1000	+

TABLE 2 – Caractéristiques de divers matériaux de stockage, extrait de [26]

1.2.6 Géométrie du stockage

La géométrie du stockage fait référence à son volume et au facteur de forme (longueur/diamètre L/D) de la cuve. A volume constant, lorsque la longueur de la cuve est augmentée, la thermocline occupe une zone plus petite relativement à la longueur de cuve ce qui donne de meilleures performances thermiques. L'une des conséquences est l'augmentation des pertes de charge. D'une part parce que les pertes de charge sont proportionnelles à la longueur de cuve. D'autre part parce qu'à volume constant, augmenter la longueur implique de réduire le diamètre. Or, en réduisant le diamètre, la vitesse de l'air augmente dans le stockage, rendant plus difficile le passage de l'air ce qui a pour effet d'augmenter les pertes de charge.

Comme établi dans la section 1.2.5, les pertes de charge représentent une forte contrainte. Le ratio longueur sur diamètre doit donc être choisi avec soin et dépend des procédés et équipements au sein desquels le stockage vient s'intégrer.

Les cuves avec un volume faible, inférieur à 1 m³ possèdent des facteurs de forme variés, entre 1 et 8, avec une majorité entre 1,5 et 4. Il s'agit de prototypes pour lesquels les pertes de charge ne constituent pas un problème majeur. Leur faible longueur fait qu'il est aisé pour l'air de circuler à travers le lit non structuré. A l'inverse, lorsque le volume du lit augmente, le facteur de forme tend vers 1 avec les cuves présentées dans les travaux de Zanganeh *et al.* [56] et de Zunft *et al.* [57]. Les coûts liés à la circulation de l'air deviennent non négligeables, ce qui conduit à réduire le facteur de forme de la cuve, en dégradant les performances thermiques de la cuve pour réduire le coût de circulation de l'air.

1.2.7 Cyclage

Le cyclage est une succession de charges et de décharges. La cuve est chargée en chaleur jusqu'à atteindre une température seuil de charge, puis est déchargée jusqu'à atteindre une température seuil de décharge, et le processus est répété. La stratification se dégradant à chaque déplacement de la thermocline, la cuve perd peu à peu en performances jusqu'à atteindre un régime pseudo-stationnaire, au delà duquel les performances ne se

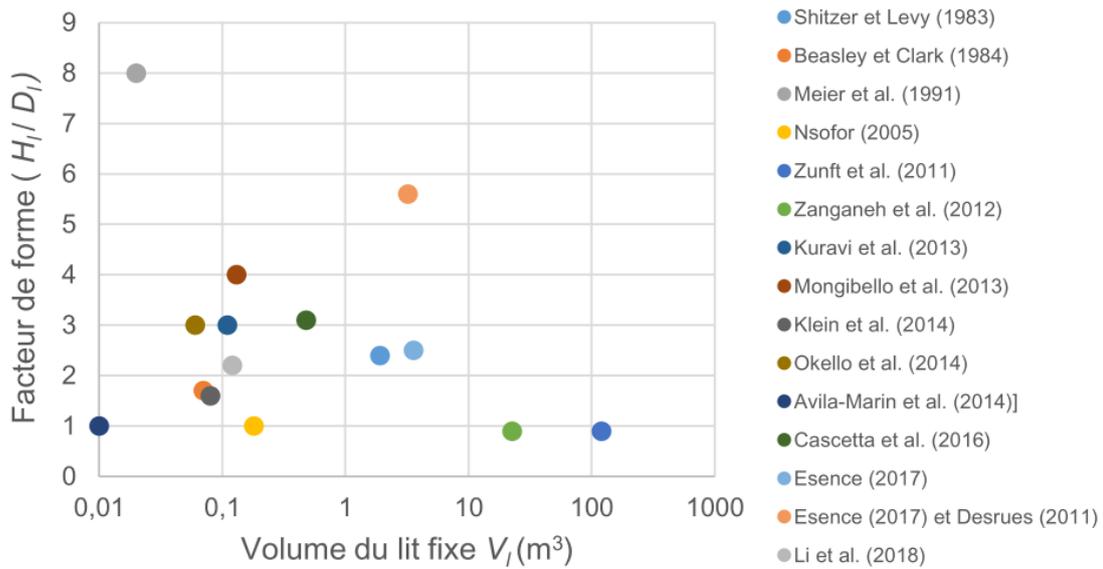


FIGURE 13 – Facteurs de forme des installations expérimentales air/céramique, extrait de [40]

dégradent plus [48, 58].

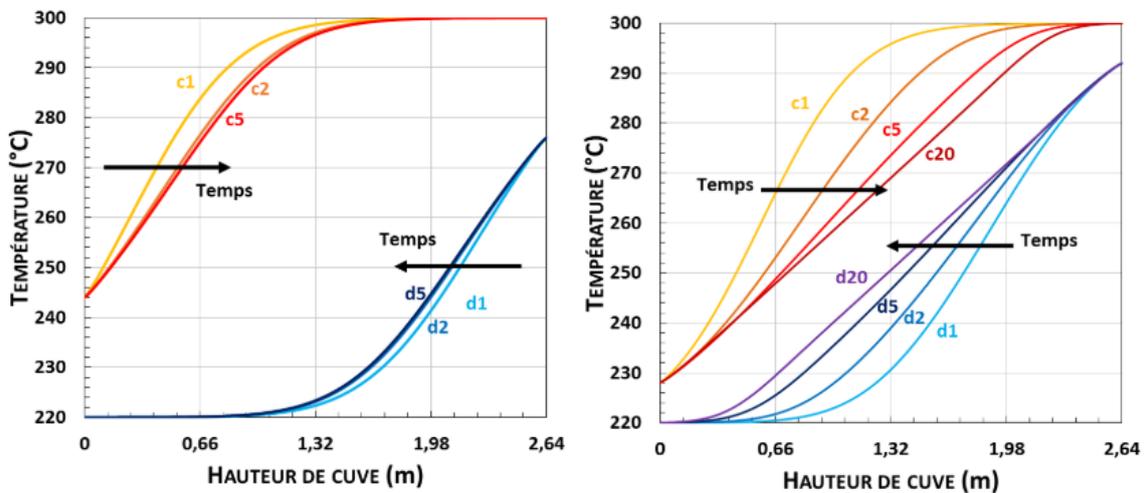


FIGURE 14 – Profils de température de charge et de décharge sur 20 cycles, avec des températures seuils souples à gauche et strictes à droite, extrait de [19]

Il a été montré [19] que définir une température seuil de charge proche de la température basse, et une température seuil de décharge proche de la température du gisement contraint le système et provoque une forte dégradation de l'énergie due au cyclage, comme le montre la partie droite de la figure 14. Les deux graphes indiquent les profils de charge "c" et de décharge "d" lors d'une succession de 20 cycles. Sur le graphe de gauche, les températures seuils sont choisies de manière relativement souples. La thermocline est alors davantage extraite lors de la charge et de la décharge, ce qui permet de conserver une bonne stratification thermique, contrairement au graphe de droite. L'énergie déstockée pouvant être assimilée à l'aire définie par le profil de charge et le profil de décharge, un choix de température seuils souples permet donc de maximiser l'énergie thermique restituée par la cuve.

1.2.8 Stress thermo-mécanique

Lors du cyclage thermique, le volume du lit de solides augmente à cause de la dilatation thermique. Ces dilatations sont susceptibles de créer un tassement du lit de solides, ainsi que des contraintes sur la paroi. Le phénomène est appelé cliquet thermique (ou thermal ratcheting en anglais). Le tassement augmente la pression sur la paroi au fil des cycles et peut la fracturer [59]. Malgré un risque important pour l'installation, il n'existe que peu d'études sur le sujet.

Expérimentalement, Esence *et al.* ont constaté un tassement du lit de matériaux qui a endommagé les grilles de support séparant le lit de l'isolation [41] sur une cuve rectangulaire. Afin de diminuer la contrainte sur la paroi, plusieurs cuves de forme conique ont vu le jour [56, 17].

Sassine *et al.* ont modélisé le comportement thermo-mécanique d'un lit de matériaux en utilisant la DEM (discrete element method). Ils ont montré que les solides commencent par se tasser au cours des premiers cycles thermiques. Une fois le tassement maximal atteint, les solides exercent une contrainte sur la paroi, visible sur la figure 15. Les deux courbes sur chaque graphe représentent les états de fin de charge et de fin de décharge, la fin de charge présentant la plus forte contrainte radiale.

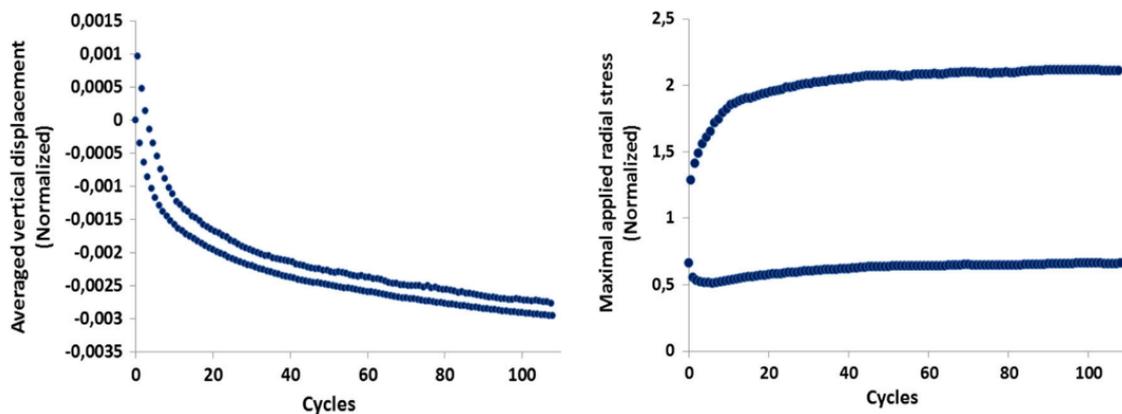


FIGURE 15 – Evolution du déplacement des solides (à gauche) et de la contrainte à la paroi (à droite) en fonction du nombre de cycles, extrait de [60]

Le facteur de forme (L/D) influence la pression sur la paroi. Ainsi, un facteur de forme 6 fois plus important appliquera 4 fois plus de pression sur la paroi de la configuration étudiée. Ils montrent aussi que la pression exercée sur la paroi augmente et se stabilise après une centaine de cycles. Enfin, une réduction de 20% du stress mécanique a été obtenue lors de la simulation d'une cuve conique comparée à une cuve cylindrique usuelle [60]. Ce type de cuve devrait cependant être plus coûteux à produire et plus difficile à mettre en oeuvre. Les dilatations peuvent aussi générer des frottements entre particules susceptibles de produire des particules fines pouvant circuler dans le stockage.

1.2.9 Installations existantes

1.2.9.1 Unités inférieures à 1 MWh

De nombreux prototypes ont d'abord été élaborés pour étudier 3 différentes problématiques propres au stockage de type thermocline. Le critère de 1 MWh est choisi comme seuil industriel, le volume du stockage dépassant alors plusieurs mètres cubes et dépassant l'échelle du laboratoire.

Le premier objectif visé par ce type d'installation pilote est la validation de corrélations utilisées dans les modèles numériques, comme les coefficients de convection, conduction, rayonnement et échanges à la paroi. Les différentes corrélations ont été revues dans [26], provenant à la fois d'essais expérimentaux et d'approches théoriques. Les principales corrélations sont présentées dans l'Annexe A.

Le second but est le test de différents matériaux de stockage et de géométries pour optimiser les transferts thermiques. Pour tendre vers une réduction des coûts, des matériaux naturels à bas coût, comme le quartzite ont été utilisés [46]. Afin de valoriser des déchets industriels, du mâchefer a été utilisé comme matériau de stockage pour une cuve de 400 kWh_{th}, montrant sa stabilité thermique et mécanique [61].

Le troisième objectif est l'étude des conditions opératoires du stockage, comme la puissance de charge ou de décharge, ainsi que les températures seuils. Fasquelle *et al.* ont montré que l'utilisation d'une température seuil dynamique était à préférer à une température fixe de 0,8 lorsque le stockage est connecté à d'autres procédés énergétiques, comme un cycle organique de Rankine (ORC) dans le cas de cette étude [47].

1.2.9.2 Unités supérieures à 1 MWh

Ces dernières années, plusieurs prototypes de taille supérieure à 1 MWh ont été développés. Zanganeh *et al.* ont développé un stockage de type thermocline air/céramique de 6,5 MWh, la température de charge étant de 650°C [56]. Un modèle représentant le stockage en une dimension avec 2 équations, une pour le solide et une pour le fluide, a été validé sur une charge de 110 h afin d'évaluer l'influence du rayonnement et des pertes thermiques sur le stockage. Ce stockage possède une cuve en béton d'une forme conique et enfouie dans le sol afin de supporter le stress mécanique lié à la dilatation thermique du matériau de stockage. Le matériau de stockage est un mélange de roches naturelles d'un diamètre moyen de 2,9 cm. Ce stockage fait partie des travaux préliminaires réalisés en amont du stockage de la centrale solaire d'Ait-Baha, mentionnée dans la partie 1.4.2. L'objectif de ces travaux était de montrer le potentiel du stockage thermique pour les centrales solaires à concentration, où un stockage de 7,2 GWh a été simulé.

Geissbühler *et al.* ont développé un stockage de 12 MWh pour un système de stockage d'électricité par compression d'air adiabatique [17]. La forme est légèrement conique afin de réduire les efforts mécaniques liées à la dilatation thermique. Les tests ont été effectués à 550°C, jusqu'à 7 bars. Le matériau de stockage est un mélange de roches naturelles d'un diamètre moyen de 2 cm. Une équation spécifique à la paroi a été ajoutée au modèle numérique, qui a été validé. Des fuites d'air ont été observées, liées à la déformation de l'acier suite au cyclage thermique, estimées à 15% du débit. Les auteurs n'ont en revanche pas pu effectuer de cycle complet de charge puis décharge.

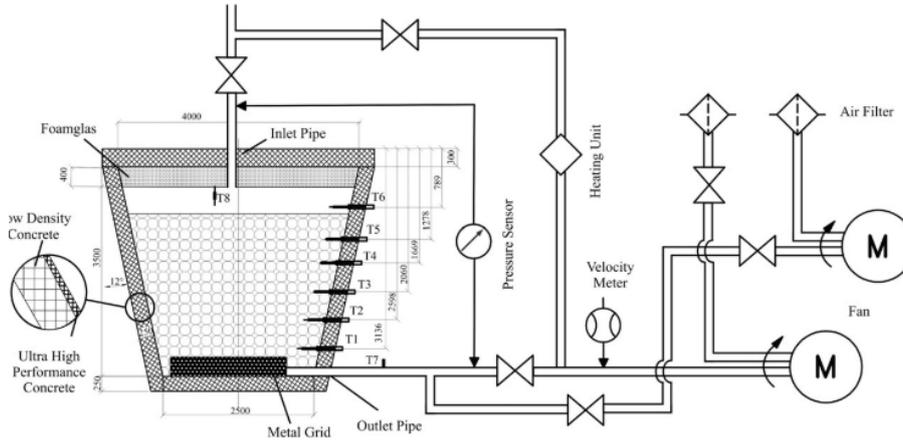


FIGURE 16 – Schéma du stockage conique de Zanganeh, extrait de [56]

Esence *et al.* ont étudié 2 stockages rectangulaires : un lit granulaire de 1,4 MWh et un lit structuré de 1,1 MWh. Le matériau de stockage est constitué de particules parallélépipédiques de basaltes d'un diamètre équivalent moyen de 1,71 cm. Les unités de stockage ont été chargées à 800°C et ont été soumises à 100 cycles de charge/décharge. Les simulations numériques ont montré que le modèle parvenait à représenter fidèlement le comportement des 2 unités. Des passages préférentiels ont été détectés, causant une forte hétérogénéité transversale. La géométrie rectangulaire a été fortement affectée par le stress thermo-mécanique. 97% des plaques de matériaux structurés ont été brisées et les parois internes de la cuve du lit granulaire ont été brisées [41].

1.2.9.3 Unités de stockage de géométrie horizontale

Ces dernières années, les stockages à géométrie horizontale ont été testés afin de faciliter leur transport et l'intégration sur site. Lopez-Ferber *et al.* ont développé un premier stockage de 45 kWh (à 600°C) avec une géométrie horizontale. Ce stockage mesure 1,5 m de long et possède une section carrée de 30 cm de côté. Le matériau de stockage est constitué de sphères d'alumine de 2 cm de diamètre moyen. Ils ont défini des indicateurs spécifiques à l'utilisation du stockage thermocline pour des applications de chaleur fatale, à partir d'indicateurs provenant des régénérateurs. Ils ont aussi observé l'influence de conditions de charge et de décharge dégradées, en variant les températures et débits [52]. Les flux de chaleur dégradés n'ont pas eu d'effets négatifs sur les performances du stockage. La géométrie de ce montage expérimental a servi de référence pour le changement d'échelle et l'obtention de l'Eco-Stock[®], objet d'étude dans cette thèse. Al-Azawii *et al.* ont noté une augmentation des performances sur une géométrie similaire, expliquée par des pertes thermiques moins importantes lors de la charge et de la décharge [62]. Soprani *et al.* ont monté un stockage de 450 kWh_{th} et de 27 kW_{th} horizontal à lit granulaire [63]. Ils présentent le stockage horizontal comme prometteur pour un changement d'échelle des lits granulaires pour deux raisons : un design moins complexe et moins coûteux, ainsi qu'une réduction significative des coûts d'intégration du stockage. Cependant, des phénomènes de convection naturelle ont diminué les performances du stockage, participant à une déstratification radiale. Augmenter le débit permet l'obtention de meilleures performances, par l'augmentation du ratio entre convection forcée et convection naturelle. Afin de réduire davantage la convection naturelle, le lit est décomposé en deux couches séparées horizontalement par une couche d'isolant, ce qui réduit la déstratification transversale en

limitant la circulation de l'air chaud vers la partie supérieure du stockage. Les auteurs émettent l'hypothèse que des rendements de 90 à 95% peuvent être atteints sur des unités industrielles.

A notre connaissance, il n'existe qu'un seul stockage horizontal de taille supérieure à 1 MWh_{th} pour lequel les données ont été publiées (figure 17) [64]. Les auteurs ont préféré l'utilisation d'une brique structurée. Un modèle spécifique a été utilisé pour prendre en compte le garnissage structuré présentant un nombre de Biot supérieur à un. Ils n'ont observé aucune déstratification transversale. Des indicateurs de performances, comme un rendement, n'ont pas été définis.



FIGURE 17 – Photographie du banc de Odenthal *et al.* [65]

1.3 Modélisation

De nombreux modèles sont disponibles dans la littérature. Ces modèles ont été référencés par Esence [66]. Chaque modèle est caractérisé par un nombre de dimensions et un nombre de phase (correspondant au comportement du solide, fluide ou paroi). Le but de cette partie est de présenter les modèles les plus aboutis, reposant sur les hypothèses les moins restrictives et permettant une modélisation très fine du stockage au prix d'un temps de calcul élevé. A l'aide de certaines hypothèses qui seront discutées, ces modèles peuvent être réduits pour diminuer le temps de calcul et ainsi faciliter la modélisation de chaînes de procédés énergétiques comportant un stockage thermocline.

1.3.1 Modèle à 2 dimensions

Les modèles en deux dimensions sont les plus fins en termes de modélisation des phénomènes physiques. Les deux dimensions correspondent aux coordonnées du stockage d'une forme cylindrique : l'une représente la longueur axiale de stockage, et l'autre représente sa longueur radiale. Le modèle à 2 dimensions comporte 3 phases pour le solide, le fluide et la paroi.

La convection forcée étant le principal mode d'échange thermique dans le stockage, le calcul du coefficient de convection entre le solide et le fluide est essentiel. De nombreuses corrélations sont proposées dans la littérature. Esence recommande l'utilisation

de la corrélation de Wakao, Kaguei et Funazkri [67], car elle est issue d'un grand nombre de résultats expérimentaux, corrigés afin de pouvoir identifier le coefficient de convection indépendamment des autres modes de transfert [26]. Cette corrélation est reprise de nombreuses fois dans la littérature.

Les phénomènes liés à la paroi, comme son inertie thermique ou les pertes thermiques ont été pris en compte. En effet, les premiers prototypes étant d'une taille modeste, les pertes thermiques aux parois peuvent être conséquentes [46, 68]. Les pertes thermiques sont d'autant plus élevées que la température de stockage est haute. Elles sont donc plus importantes sur les systèmes gaz/solide, utilisés à haute température, que sur les systèmes liquide/solide. Lopez-Ferber *et al.* constatent comme Hoffmann *et al.* que l'inertie de la paroi peut être non négligeable devant l'inertie des matériaux, et que l'énergie stockée dans l'isolant peut être valorisée [52]. Cependant, aucun modèle n'a été validé dans le cadre de cette étude. De plus, sur de tels prototypes, l'inertie thermique de la paroi n'est pas négligeable devant l'inertie thermique du matériau de stockage. L'impact des phénomènes de paroi est donc à considérer pour une modélisation précise du stockage.

Le coefficient d'échange avec la paroi a été étudié par de nombreux auteurs. Contrairement à la convection, aucune corrélation ne fait l'unanimité dans la littérature, Esence préconise toutefois l'utilisation de la corrélation de Dixon, Dicostanzo et Soucy [69], qui correspond à une moyenne des corrélations de la littérature. L'ensemble des corrélations de coefficients de convection fluide/paroi répertoriée par Esence [26] est donné en annexes.

Afin de mieux représenter la déstratification thermique, des modèles de conductivité effective ont été développés. La conductivité effective peut être décomposée en une somme de différents termes : la conductivité en fluide stagnant, la conductivité radiative et la conductivité thermique axiale. La conductivité effective permet de mieux représenter la déstratification thermique. En effet, le matériau de stockage présente des points de contact entre particules permettant un échange par conduction. A très haute température (supérieure à 600°C), le rayonnement est aussi susceptible de participer à la diffusion de la chaleur dans le stockage. Enfin, lors de période de repos, la conduction devient un phénomène prépondérant dans le stockage qu'il convient de prendre en compte. Xu *et al.* ont comparé les conductivités effectives de 5 corrélations issues de la littérature [70]. Les corrélations étudiées sont plus ou moins complexes, de la simple constante à des modèles plus développés. Ils n'ont pas noté de différences notables sur des résultats de simulation entre l'ensemble de ces corrélations, l'importance relative de la conductivité effective étant d'un ordre de grandeur moindre comparé aux échanges convectifs. La même constatation a été faite par Diaz-Herreras *et al.* à propos de la conductivité thermique axiale, qui ont reviewé l'ensemble des corrélations associées à chaque type de conductivité [45]. Ainsi, même un modèle de conductivité simple peut être utilisé dans les modèles numériques portant sur les lits non-structurés.

Le modèle à 2 dimensions présenté par Esence comporte 3 équations correspondant aux 3 phases : une pour le solide, une pour le fluide et une pour la paroi [26]. Chaque équation comporte un terme d'accumulation, deux termes de conduction axiale et radiale, et un terme de convection. Pour modéliser l'advection, un terme supplémentaire est ajouté à l'équation fluide.

$$\epsilon(\rho c_p)_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + u \frac{\partial T_f}{\partial x} \right) = \lambda_{f,eff} \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + h_v (T_s - T_f) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \lambda_{f,eff} \frac{\partial T_f}{\partial r}) \quad (2)$$

$$(1 - \epsilon)(\rho c_p)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \lambda_{s,eff} \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + h_v(T_f - T_s) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \lambda_{s,eff} \frac{\partial T_s}{\partial r}) \quad (3)$$

$$(\rho c_p)_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = \lambda_w \frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \lambda_{p,eff} \frac{\partial T_p}{\partial r}) \quad (4)$$

Les modèles bidimensionnels peuvent être utilisés pour étudier des problématiques spécifiques du stockage. On peut citer les effets de bord dus à une diminution locale de la porosité liée aux passages préférentiels ou encore les effets liés aux diffuseurs qui distribuent le fluide de manière plus ou moins homogène dans le stockage [71, 72].

En revanche, le temps de calcul d'un modèle en deux dimensions est 25 fois supérieurs à celui d'un modèle en une dimension (modèle équivalent avec une équation solide et une équation fluide) [73]. Or, de tels temps de calcul ne sont pas souhaitables lors d'une étude de type procédés, où ces phénomènes mineurs ne sont pas à prendre en compte.

1.3.2 Modèle incluant la conduction intra-solide

La conduction intra-solide est à considérer si le nombre de Biot est élevé. Dans ce cas, le profil de température au sein même des particules doit être calculé afin d'évaluer correctement les échanges thermiques. Toutefois, il est possible de prendre en compte l'effet de conduction interne aux particules grâce aux travaux de Xu *et al.* [74] sans pour autant utiliser un modèle de conduction intra-solide. Xu *et al.* ont pu identifier des coefficients convectifs effectifs pour des nombres de Biot compris entre 0,1 et 100 sur différentes géométries (sphères, plaques, cylindre et tubes). Dans le cas d'une sphère, l'équation est la suivante :

$$h_{eff} = \frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{r}{5\lambda_s}} \quad (5)$$

avec r le rayon de la sphère, et λ_s sa conductivité.

Si le nombre de Biot est faible (généralement inférieur à 0,1), le corps peut être supposé thermiquement mince. Dans ce cas, la conduction intra-particulaire peut être négligée et le temps de calcul est alors divisé par 11 [73].

1.3.3 Modèle complet à 1 dimension 3 phases

La plupart des stockages présentent un front de température relativement homogène radialement et possède un nombre de Biot inférieur à 0,1, ce qui permet la modélisation d'un stockage thermocline à l'aide d'une seule dimension. Hoffmann *et al.*, Fasquelle *et al.* et Esence *et al.* sont parmi les derniers auteurs à avoir proposé et utilisé un modèle complet en termes de phénomènes physiques [43, 19, 41] (prise en compte des effets de paroi et de la conductivité effective). Il s'agit d'un modèle à une dimension et trois phases, issu des travaux de Ismail et Stuginsky [73]. Ce modèle présente trois équations de la chaleur, avec pour chaque équation, un terme d'accumulation, un terme de conduction, et un terme de convection. Pour modéliser l'advection, un terme supplémentaire est ajouté à l'équation fluide. L'équation 6 est l'équation du fluide, l'équation 7 celle du solide et l'équation 8 celle de la paroi.

$$\epsilon(\rho c_p)_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + u \frac{\partial T_f}{\partial x} \right) = \lambda_{f,eff} \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + h_v(T_s - T_f) + h_w \frac{A_{f \leftrightarrow w}}{V_f + V_s} (T_w - T_f) \quad (6)$$

$$(1 - \epsilon)(\rho c_p)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \lambda_{s,eff} \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + h_v(T_f - T_s) \quad (7)$$

$$(\rho c_p)_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = \lambda_w \frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} + h_w \frac{A_{f \leftrightarrow w}}{V_w} (T_f - T_w) + h_{ext} \frac{A_{w \leftrightarrow ext}}{V_w} (T_{ext} - T_w) \quad (8)$$

Ce modèle complet a été validé à plusieurs reprises sur des prototypes avec de l'huile mais aussi du gaz en tant que fluide caloporteur. Cependant, ce modèle considérant un grand nombre de phénomènes physiques, le temps de calcul est relativement important. Son utilisation devient alors compliquée pour une simulation d'un stockage sur une année de fonctionnement. Par conséquent, il convient de simplifier davantage le modèle. L'équation de paroi a fait l'objet de certaines études qui permettent d'éventuellement la négliger.

1.3.4 Modèle complet à 1 dimension 2 phases

Un temps de calcul plus court encore peut être obtenu en supprimant l'équation de paroi. L'inertie thermique liée à la paroi ainsi que les pertes thermiques sont supposées négligeables lorsque la taille du système s'accroît. Ainsi, les études numériques portant sur des unités de taille conséquente (souvent supérieure à 100 MWh) ne comportent pas d'équation spécifique à la paroi [12, 75, 76, 77]. Il est possible de prendre en compte l'inertie de la paroi en modifiant la densité du matériau de stockage pour y ajouter l'inertie thermique de la paroi.

Bruch, Fourmigué et Couturier ont proposé une masse volumique effective pour prendre en compte la capacité thermique de la paroi [68] :

$$\rho_{s,eff} = \rho_s + \frac{m_w c_{p-w}}{(1 - \epsilon) C_{p-s} V_{lit}} \quad (9)$$

Cette masse volumique effective ajoute à la masse volumique du solide une masse volumique liée à la paroi afin de l'intégrer sans pour autant changer la dynamique du transfert. Ce terme permet de réduire le modèle de trois à deux équations, en supposant que la paroi et le solide ont des comportements thermiques similaires.

De même, les pertes thermiques peuvent être prises en compte via l'ajout d'un terme d'échange du fluide ou du solide avec l'extérieur. Le modèle réduit est alors le suivant :

$$\epsilon(\rho c_p)_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + u \frac{\partial T_f}{\partial x} \right) = \lambda_{f,eff} \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + h_v(T_s - T_f) + h_{ext} \frac{A_{w \leftrightarrow ext}}{V_w} (T_{ext} - T_f) \quad (10)$$

$$(1 - \epsilon)(\rho c_p)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \lambda_{s,eff} \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + h_v(T_f - T_s) \quad (11)$$

1.3.5 Modèle de Schumann - Une dimension deux phases

En négligeant la conductivité thermique, on obtient alors le premier modèle thermique établi historiquement par Schumann en 1929 [78]. Cette hypothèse permet de réduire le temps de calcul d'un facteur 1,7 [73]. Le modèle de Schumann suit les hypothèses suivantes :

- le matériau a une diffusivité infinie, permettant de considérer la particule à température uniforme.
- les phénomènes de conduction solide et fluide sont négligés.
- le seul échange thermique entre le solide et le fluide est un échange convectif.
- le volume du solide et du fluide est indépendant de la température.
- les propriétés thermiques sont indépendantes de la température.

Ce modèle présente deux équations, une pour le fluide et une pour le solide. L'équation fluide comporte un terme d'accumulation, un terme de transport et un terme d'échange convectif fluide/solide. L'équation solide comporte uniquement un terme d'accumulation et un terme d'échange convectif fluide/solide, permettant de coupler les deux équations.

$$\epsilon(\rho c_p)_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + u \frac{\partial T_f}{\partial x} \right) = h_v (T_s - T_f) \quad (12)$$

$$(1 - \epsilon)(\rho c_p)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = h_v (T_f - T_s) \quad (13)$$

1.3.6 Modèle de perturbation

Le modèle peut être réduit à une seule équation si la température du fluide et du solide est jugée suffisamment proche pour pouvoir assimiler le comportement du stockage à une seule température. La température du fluide est alors considérée comme étant perturbée par celle du solide. Appliqué par Votyakov et Bonanos au stockage thermique, ce modèle permet de calculer séparément la température solide et la température fluide [79], à conditions que le profil de température initial soit constant. Ce modèle tient toutefois compte de la diffusion thermique au sein du lit. Plus récemment, Bonanos et Votyakov ont étendu leur approche à un profil de température initiale non uniforme. Des profils de température expérimentaux peuvent donc être utilisés comme conditions initiales [80].

1.3.7 Une dimension 1 phase

Enfin, l'approche la plus simplifiée consiste à considérer la température du fluide et la température du solide comme étant égale localement. Riaz propose un tel modèle en tenant toutefois compte de la conduction dans le lit de particules [81]. Esence *et al.* présentent un modèle à une dimension et une phase obtenus en réduisant un modèle à 3 phases. Ce modèle a été validé expérimentalement pour un fluide liquide et un fluide gazeux [82] montrant ainsi la versatilité de ce type de modèle.

1.3.8 Résolution

1.3.8.1 Solutions analytiques

La première approche consiste à résoudre directement les équations de Schumann et ainsi obtenir les fonctions analytiques issues des fonctions de Bessel. Schumann présente

le premier une solution analytique qui accompagne la présentation de son modèle [78]. Par la suite, Cabelli, puis Riaz présentent une autre fonction analytique pour leur modèle respectif [83, 81]. A noter que Riaz obtient le comportement du stockage en fonction de différents types de gisements de charge (rampe, échelon, impulsion, fonction arbitraire) [81]. Votyakov et Bonanos présentent aussi une solution analytique obtenue par la méthode de Fourier de séparation des variables [79].

Cependant, lorsque trop de phénomènes physiques s'expriment, les équations se complexifient ce qui ne permet plus l'obtention de solutions analytiques.

1.3.8.2 Approximations de solution

Bayon et Rojas ont développé un modèle analytique [84, 85], utilisant une fonction de distribution logistique cumulative de la forme d'une sigmoïde pour représenter le comportement de la thermocline. L'équation permettant d'obtenir le profil de température dans le stockage est de la forme :

$$T^*(z^*; z_{thc}^*, G) = T_{min}^* + \frac{T_{max}^* - T_{min}^*}{1 + e^{-(z^* - z_{thc}^*)/G}} \quad (14)$$

G doit être paramétré en fonction du stockage et de la vitesse du fluide en son sein. z_{thc}^* est la position de la thermocline. Ce modèle peut être utilisé à partir d'un état du stockage uniforme (chargé ou déchargé complètement). En revanche, la paramétrisation doit être effectuée manuellement pour chaque cuve de stockage utilisée, ce qui peut être coûteux en temps et faire perdre le gain espéré par la simplification.

Le principal inconvénient de cette méthode provient de sa restriction d'utilisation. Le modèle ne peut s'appliquer que dans deux cas particuliers lorsque la cuve enchaîne les cycles charge/décharge :

- lorsque la thermocline est complètement extraite de cuve à la fois lors de la charge et de décharge.
- lorsque la thermocline n'est extraite ni pendant la charge, ni pendant la décharge.

Or, l'intégralité des cas d'étude porte sur une extraction partielle de la thermocline en phase de charge ou de décharge, qu'ils soient dans le cadre du solaire ou de la chaleur industrielle. Dans ce cas, les résultats du modèle analytique divergent au bout de 10 cycles, même pour un taux d'extraction de 0.1% [41]. Ainsi, il n'existe pas à notre connaissance de modèle analytique conduisant à une réduction significative du temps de calcul en représentant le comportement du stockage de manière fidèle.

Sowell et Curry proposent de considérer le stockage comme une "boîte noire", dont on pourrait approcher le comportement par une fonction de transfert [86]. Ils proposent d'utiliser le produit de convolution afin de déterminer la température de sortie du stockage comme la somme des perturbations générées par la température d'entrée. Le gisement est alors considéré comme une succession de triangle défini par un temps caractéristique comme illustré sur la figure 18. La température de sortie est alors établie au cours du temps par une série de facteurs de réponses r_i . Ces coefficients r_i ont été calculés et proposés dans des tables afin de pouvoir modéliser le stockage souhaité. L'une des limites de cette méthode est que les coefficients doivent être changés ou recalculés pour chacun des dimensionnements souhaités.

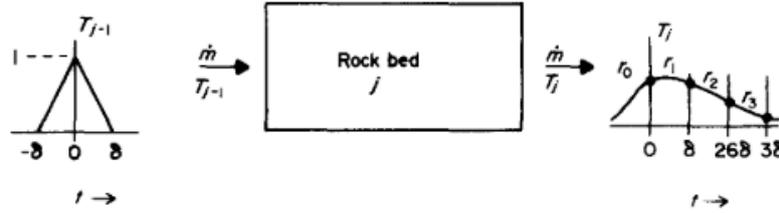


FIGURE 18 – Représentation de l’approche de Sowell et Curry [86]

1.3.8.3 Résolution numérique

Afin de tenir compte de l’ensemble des phénomènes physiques liés au stockage, seule la résolution numérique est possible. Cependant, le temps de résolution varie considérablement selon le modèle choisi, comme illustré sur la figure 19.

Modèle	Temps de calcul
1D 1 équation	1
1D 2 équations sans diffusion	4
1D 2 équations	7
2D 1 équation	20
1D conduction intra-solide	81
2D 2 équations	180

FIGURE 19 – Comparaison des temps de calcul des différents modèles [66] (à partir de [73])

Cependant les approches numériques ne conviennent pas lors d’optimisation multi-critères. En effet, en optimisant les températures seuils, le ratio L/D ou encore le volume de la cuve, le temps de calcul augmente considérablement, ce qui rend la résolution numérique inutilisable même pour les modèles les plus simples.

1.3.9 Pertes de charges

Les pertes de charge sont une des contraintes majeures à prendre en compte lors du dimensionnement d’un stockage, comme établi dans les parties 1.2.3 et 1.2.6. En effet, augmenter la longueur du stockage pour diminuer le diamètre caractéristique du solide complique la circulation de l’air dans le stockage. Les coûts liés à la circulation de l’air sont alors plus importants via la mise en oeuvre d’un ventilateur de taille plus conséquente, et le surcoût de la consommation de celui-ci par exemple.

La méthode d’Ergün est une référence pour le calcul des pertes de charge dans un lit non structuré [87] :

$$\frac{\Delta P}{L} = A \frac{(1 - \epsilon)^2 \mu_f}{\epsilon^3 d_s^3} + B \frac{(1 - \epsilon) \rho_f u_{sup}^2}{\epsilon^3 d_s} \quad (15)$$

avec u_{sup} vitesse superficielle calculée à l'aide de

$$u_{sup} = \epsilon u \quad (16)$$

Les coefficients A et B dépendent de la géométrie du matériaux. Ergün propose dans ses travaux les valeurs de 150 et 1,75 respectivement. La relation d'Ergun semble adaptée lorsque la porosité du lit est comprise entre 0,35 et 0,5 et que le lit est constitué de sphère de taille uniforme [26]. Lorsque la forme du solide est irrégulière, il est nécessaire d'ajuster les coefficients A et B [88].

1.4 Intégration d'un stockage thermique à des procédés énergétiques

Un stockage thermique est généralement intégré dans des chaînes de procédés énergétiques, qu'il s'agisse d'une usine de céramique ou d'un stockage destiné aux énergies renouvelables. Le stockage thermique interagit alors avec des équipements thermiques, comme des fours, mais aussi des convertisseurs d'énergie. Les convertisseurs d'électricité en chaleur seront appelés PTH pour Power to Heat, et les convertisseurs de chaleur en électricité seront appelés HTP, pour Heat to Power. Le PTH met en oeuvre des résistances chauffantes, procédés relativement simples techniquement. En revanche, un intérêt particulier peut être accordé au HTP, puisque les technologies sont multiples.

La chaleur fatale, issue de l'industrie, ne peut parfois pas être consommée sur place par les équipements présents sur le site. Dans ce cas, la conversion en électricité peut être envisagée à l'aide de cycles thermodynamiques. De même, lorsque la chaleur est stockée en vue d'être valorisée sous forme électrique, comme c'est le cas pour le Power to Heat to Power, un cycle thermodynamique est aussi nécessaire. Ainsi, il convient de présenter les différentes machines thermodynamiques permettant de générer de l'électricité à partir de chaleur.

1.4.1 Cycles thermodynamiques de production d'électricité à partir de chaleur

1.4.1.1 Turbine à vapeur

La majorité de l'électricité produite au niveau mondial est issue de turbines à vapeur. Elles sont utilisées dans les centrales nucléaires, centrales à charbon, centrales solaires à concentration ou encore centrales fonctionnant à la biomasse. La première turbine à vapeur a été développée en 1883 par De Laval. Les turbines à vapeur n'ont cessé d'être optimisées pendant près de 150 ans [89]. Le cycle d'une turbine à vapeur est illustré sur la figure 20. L'eau à basse pression et basse température est pompée (étape 1-2) jusqu'à l'évaporateur pour obtenir une vapeur à haute pression (étape 2-3). La vapeur est détendue dans la turbine (étape 3-4), puis refroidie dans un condenseur avant de retourner dans la pompe (étape 4-1). Il existe des turbines à vapeur de toute taille, de 1 MW à plus de 100 MW [90].

Les turbines sont divisées en deux catégories : turbines à condensations et turbines à contre-pression. Au sein de la turbine à condensation, la vapeur est détendue jusqu'à une pression supérieure à la température atmosphérique. Cette configuration est préférée pour les turbines de puissance inférieure à 3 MW [89]. A l'inverse, la turbine à contre-pression détend le fluide à une pression inférieure à la pression atmosphérique. Cette configuration

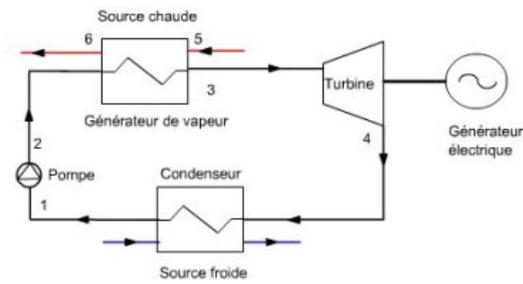


FIGURE 20 – Principe du cycle vapeur

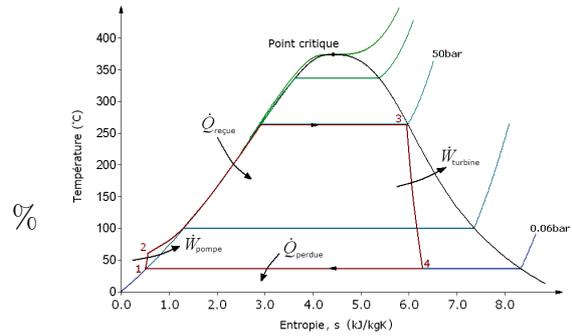


FIGURE 21 – Diagramme température/entropie du cycle vapeur

est préférée lorsque la puissance de la turbine dépasse 20 MW [89]. Les deux technologies sont présentes sur la gamme de 3 à 20 MW.

Différentes options technologiques permettent d'augmenter le rendement du cycle de Rankine. La vapeur, une fois détendue une première fois, ne présente plus un potentiel énergétique intéressant pour la turbine. Il est possible de réaliser une extraction de cette vapeur (point 6a sur la figure 22) de moindre qualité pour la mélanger à l'eau liquide sortant du condenseur afin de la préchauffer. Un réchauffeur peut aussi être utilisé pour apporter à nouveau de la chaleur à la vapeur (étape 6a à 7), afin d'être détendue une seconde fois dans la turbine et ainsi maximiser l'énergie de détente [89], comme l'indique la figure 22.

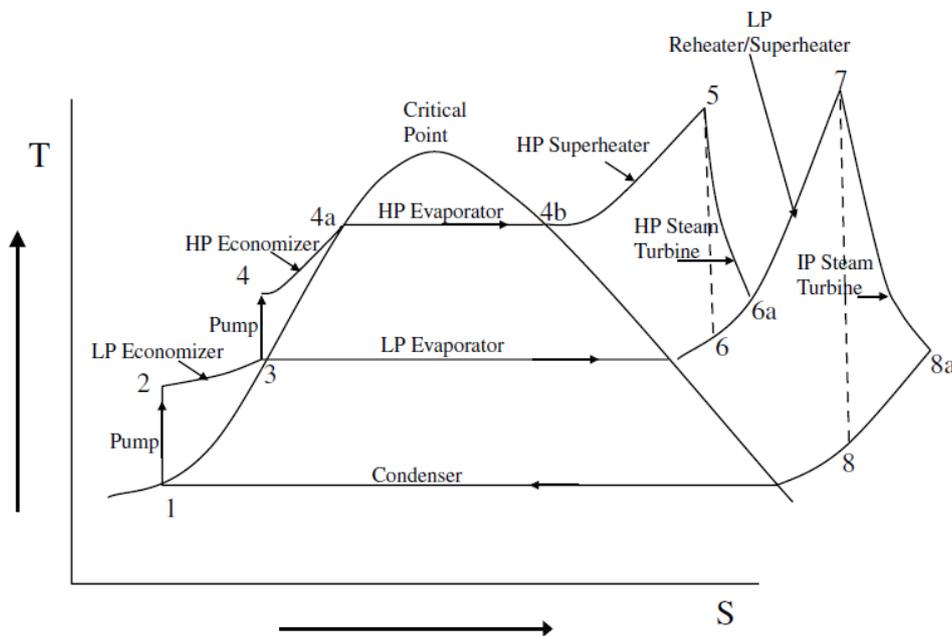


FIGURE 22 – Cycle optimisé, extrait de [89]

1.4.1.2 Cycle organique de Rankine (ORC)

Les cycles vapeur se révèlent moins pertinents lorsque la température de la source chaude est inférieure à 400°C [91]. Il est alors préférable d'utiliser un fluide organique, afin d'obtenir un cycle thermodynamique avec une température d'évaporation plus faible.

Les ORC sont très utilisés pour de faibles puissances électriques, inférieures à 100 kW_e [90]. La majorité de la chaleur fatale est présente à des températures inférieures à 300°C [5]. Ainsi, l'ORC présente un bon potentiel de valorisation de chaleur fatale industrielle.

1.4.1.3 Turbine à gaz

Les turbines à gaz fonctionnent avec un fluide gazeux et non pas diphasique comme c'est le cas sur les cycles de Rankine. L'air est comprimé (étape 1-2) dans le compresseur, réchauffé dans une chambre de combustion (étape 2-3) avant d'être détendu dans la turbine (étape 3-4). Le rendement du cycle dépend de la température du gaz en sortie de chambre de combustion et du ratio de pression du compresseur [89].

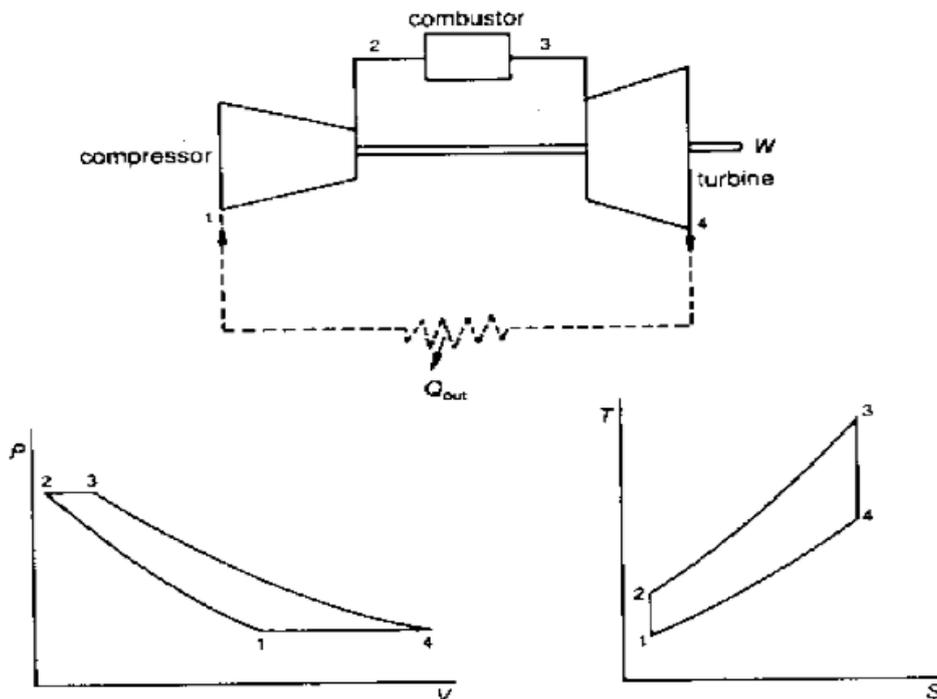


FIGURE 23 – Cycle Brayton, extrait de [89]

Afin d'optimiser le rendement du cycle, un régénérateur peut être ajouté. La température du gaz en sortie de la turbine est à une température relativement haute. Grâce à un échangeur, cette chaleur peut être transmise à l'air en sortie de compresseur afin que l'air arrive préchauffé dans la chambre de combustion. Il est aussi possible de minimiser l'énergie de compression en refroidissant l'air entre les différents étages de compression [89].

1.4.1.4 Moteur Stirling

Le moteur Stirling est un moteur "avec apport de chaleur externe", il est donc adapté à une multitude de carburants et autre source énergétique, ce qui le rend très polyvalent. Il est cependant peu répandu, car il est généralement utilisé pour de petites puissances, inférieures à 100 kW_e . Son bon rendement à haute température couplé à sa petite puissance le rend pertinent pour s'intégrer dans le solaire à concentration avec les collecteurs paraboliques.



FIGURE 24 – Centrale solaire composée de concentrateur paraboliques couplés à des moteurs Stirling

Ce type de système semble prometteur pour produire de l'électricité sur des petites puissances de manière dé-localisée. Cependant, le moteur Stirling est alimenté par un transfert radiatif, et le stockage thermocline ne peut céder sa chaleur que par convection, ce qui rend l'intégration du stockage difficile. De plus, le stockage est généralement intégré entre l'absorbeur et le moteur, et situé donc au foyer de la parabole, qui est en mouvement. La taille et le poids du stockage sont donc problématiques. Les économies d'échelle sont donc difficiles à réaliser, les concentrateurs paraboliques devant être installés les uns à côté des autres (figure 24).

1.4.1.5 Synthèse des technologies HTP

Il convient de distinguer les différentes technologies de conversion de chaleur en électricité en fonction de leur température de source chaude et de leur puissance. La figure 25 est issue de l'étude de plus de 1100 références bibliographiques, et donne une vision complète de l'utilisation de chaque technologie [90]. Ainsi, il convient d'utiliser l'ORC et le Stirling pour des puissances inférieures à 100 kW_e , et les cycles vapeurs et turbines à gaz pour les puissances généralement supérieures à 1 MWe .

Chaque technologie possède un fonctionnement propre pour lequel la dynamique de fonctionnement doit être connue afin de modéliser le mieux possible son interaction avec un système de stockage.

1.4.2 Travaux sur l'interaction stockage-procédés énergétiques

L'étude du stockage thermocline a commencé sur des bancs de test, avec un stockage déconnecté de tout procédé énergétique solaire ou lié à la chaleur industrielle. Les travaux les plus récents visent à intégrer le stockage à des procédés énergétiques.

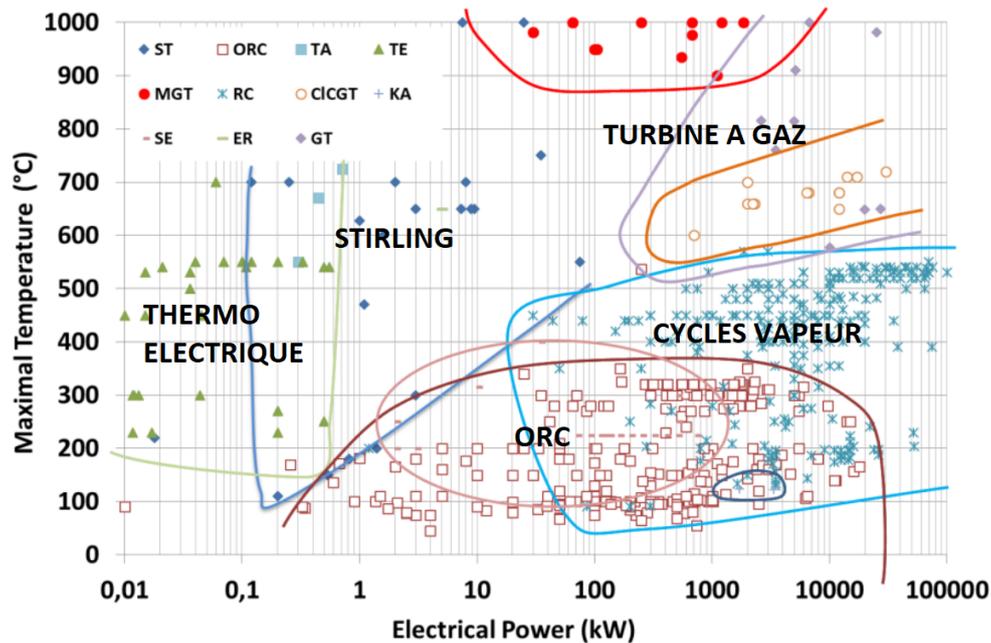


FIGURE 25 – Domaines applicatifs des différents blocs électriques en fonction des températures et puissances requises, extrait de [90]

1.4.2.1 Power to Heat

Liés au déploiement massif des énergies renouvelables, des travaux commencent à émerger sur l'électrification de certains procédés industriels. Avec un taux de pénétration de l'énergie solaire suffisamment élevé (supérieur à 40 ou 50%), le prix de l'électricité est susceptible d'être même négatif sur certaines heures de l'année, rendant la consommation d'électricité sur ces zones particulièrement avantageuse [92]. Forsberg *et al.* ont envisagé de convertir cette énergie électrique peu chère en énergie thermique à forte valeur ajoutée, grâce à leur solution de stockage appelées FIRES [92]. Il s'agit d'un concept de stockage par chaleur sensible en lit structuré, qui consiste à superposer des briques chauffées par effet résistif. L'électricité est convertie en chaleur, stockée au sein des briques. Lors de la décharge, un ventilateur fait circuler de l'air, qui décharge le stockage de manière similaire à la décharge d'un stockage thermocline. Le stockage permet alors de fournir de la chaleur à différents secteurs de l'industrie.

Le stockage thermique haute température peut assurer la fourniture de chaleur entre 500 et 700°C, ce qui permet une génération aisée de vapeur. Les deux secteurs de l'industrie cibles selon les auteurs sont l'industrie chimique et le raffinage de produits pétroliers [92]. L'évaluation de l'intérêt du PTH dans le domaine de l'industrie chimique a été étudiée plus spécifiquement par Klasing *et al.* [93]. L'étude porte uniquement sur le principe du PTH et ne traite pas de cas d'étude concret. Le PTH est toutefois présenté comme une technologie viable économiquement, en générant une plus value via la conversion d'électricité en chaleur haute température, qui présente l'avantage de stabiliser le réseau électrique lors de potentielles surcharges.

1.4.2.2 Heat to Power

Dans le cadre du solaire à concentration, l'interaction entre un stockage thermique et un cycle thermodynamique a été étudiée.

De nombreuses études fixent des températures seuils de charge et de décharge arbitrairement. Fasquelle *et al.* ont montré que les températures de pilotage du stockage doivent être définies à partir des équipements amont et aval des procédés auxquels s'intègre le stockage [47]. Leur montage expérimental comprenait 3 concentrateurs cylindro-paraboliques, un stockage thermocline et un ORC. Ils proposent une méthode pour calculer la température seuil de charge en fonction du champ solaire. Une méthode similaire est proposée pour calculer la température seuil de décharge en fonction de l'ORC [47].

Zunft *et al.* ont publié une étude sur un stockage air/céramique de 9 MWh, utilisant un garnissage structuré [57]. Pendant 3 cycles, le système a permis de décharger à température constante pour alimenter un cycle de Rankine de 640 à 680°C. A notre connaissance, les profils de température du lit, habituellement utilisés pour la validation des modèles, n'ont pas été donnés par les auteurs.

Une centrale solaire pilote utilisant l'air comme fluide de transfert a été mise en service par AirEnergy en 2014 au Maroc, à Ait-Baha. [94]. L'installation consiste en 3 séries de concentrateur cylindro-parabolique, un stockage et un ORC (figure 26). Les concentrateurs chauffent l'air jusqu'à 650°C afin d'alimenter le stockage. La puissance de charge maximale du stockage est de 3,9 MW_{th}. Celui-ci est composé d'un lit de roche, et est enterré comme dans l'étude de Zanganeh *et al.* [56]. Le stockage permet d'alimenter un ORC de 2 MW_e. A notre connaissance, les résultats expérimentaux de l'installation n'ont pas été publiés.

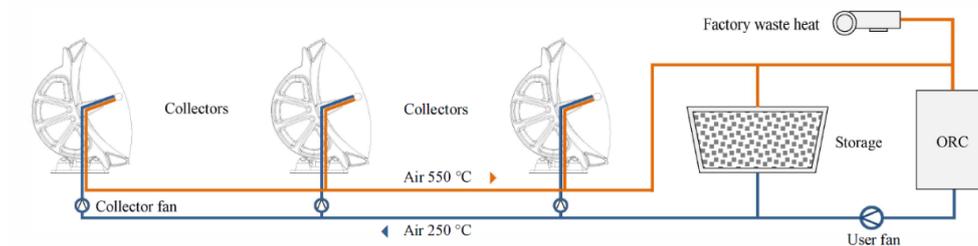


FIGURE 26 – Schéma de la centrale solaire d'Ait-Baha, extrait de [94]

Trevisan *et al.* ont étudié différentes configurations d'agencement du stockage et du moteur Stirling au sein d'une centrale parabolique, en modélisant sur une année un stockage de 2 m³ connecté à un moteur Stirling, tenant compte des variations d'ensoleillement quotidien [95]. Ils préconisent l'utilisation d'un cycle fermé pour une installation solaire parabolique couplé à un moteur Stirling.

1.4.2.3 Power to Heat to Power

Le projet de stockage d'électricité sous forme thermique à Hambourg, réalisé par Siemens Gamesa en 2019 peut être mentionné. Il s'agit d'une unité de stockage de 130 MWh_{th}, pouvant fournir jusqu'à 5,4 MW_e [96].

Cette unité peut proposer plusieurs services complémentaires, comme la fourniture de vapeur aux industries, ou d'eau chaude pour des réseaux de chaleur. Enfin, ce type de stockage pourrait permettre la conversion de centrales conventionnelles fossiles en centrales

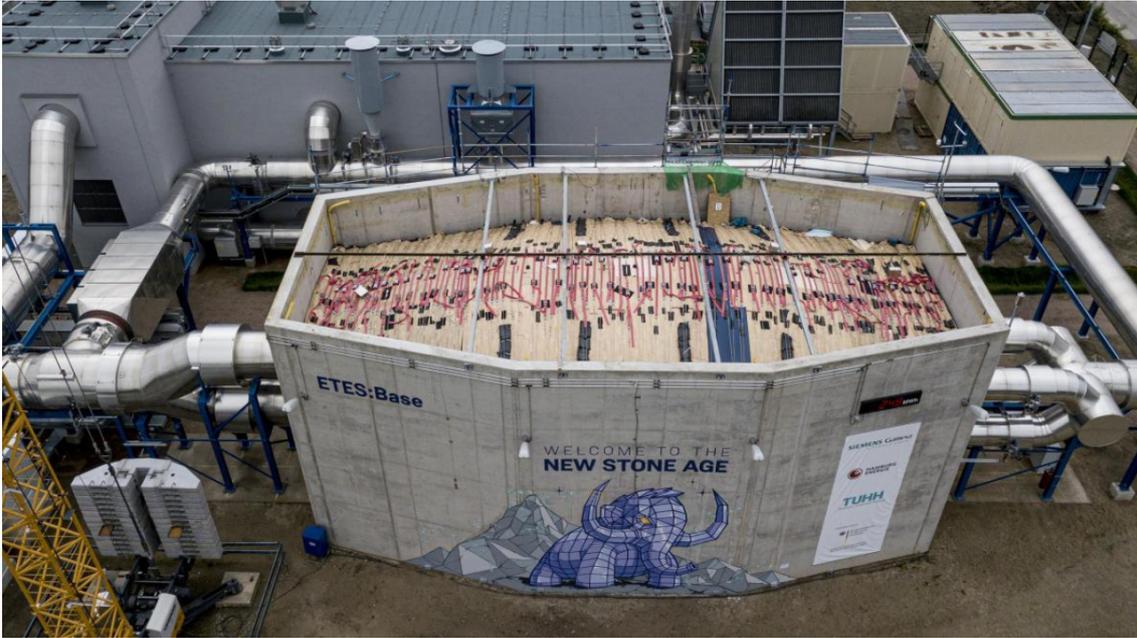


FIGURE 27 – Projet "ETES" de Siemens Gamesa, à Hambourg (Crédit Siemens Gamesa)

de production décarbonée [97]. Le stockage est un stockage thermocline air/roches d'environ 1 000 tonnes pouvant être chargé à 750°C. Aucune autres données expérimentales n'ont été communiquées sur cette installation.

Le stockage d'électricité sous forme thermique, bien que déployé par Siemens Gamesa, n'a fait l'objet que d'un nombre restreint de travaux, tous issus d'un même groupe de travail danois, autour du Dr Arabkoohsar.

Arabkoohsar et Andresen ont proposé un système de stockage de type thermocline adapté pour stocker l'électricité sous forme de chaleur dans un lit non structuré. Ce stockage thermocline est un stockage multi-services, restituant à la fois de l'électricité et de la chaleur. Leur système fonctionne sur le principe d'un cycle Brayton multi-étagé, et est constitué d'une série de compresseurs, d'un stockage, où l'air comprimé se charge en chaleur, avant de traverser une série de turbine. Les auteurs préconisent l'utilisation de 3 compresseurs et de 3 turbines en série pour maximiser la production électrique du système [98]. Ils ont montré qu'un rendement global de 90% peut être obtenu, dont 35% de l'énergie est restituée sous forme électrique et 55% sous forme de chaleur. La chaleur étant générée en majorité, ce système s'adapte particulièrement bien au Danemark, où 50% de l'électricité provient des éoliennes et est donc intermittente. De plus, le Danemark utilise de nombreux réseaux de chaleur dans lesquels la chaleur résiduelle du stockage peut être valorisée. Le stockage électrique sous forme thermique devient alors pertinent économiquement. Le système Brayton multi-étagé, où les turbines fonctionnent avec de l'air, présente les mêmes indicateurs techniques et économiques qu'un système fonctionnant à l'aide de machine à vapeur [99]. Cependant le temps de montée en puissance ainsi que la complexité technique des équipements semblent moindre selon les auteurs. Ainsi, ils préconisent le cycle Brayton. En revanche, lorsque la maximisation du rendement électrique de l'installation est voulue, il est préférable d'utiliser un cycle de Rankine vapeur couplée à un cycle organique de Rankine afin de parvenir entre 42 et 46% [100]. Lasemi et Arabkoohsar ont ensuite affiné leur modèle technico-économique via l'optimisation de

la stratégie du pilotage du stockage [101].

1.5 Synthèse de l'étude bibliographique

L'étude bibliographique montre que de nombreuses études de la littérature portant sur des prototypes sont disponibles. Depuis peu, on assiste à l'émergence des premières unités industrielles et commerciales. Le stockage thermocline est donc en train de changer d'échelle et de passer à la commercialisation. Or peu de références peuvent être trouvées dans la littérature sur des installations de taille plus importantes, et quasiment aucun stockage n'a été développé spécifiquement pour la valorisation de chaleur industrielle haute température. Les modèles numériques sont nombreux et reposent sur une multitude de corrélations validées. En revanche, en vue d'une réduction du temps de calcul, les modèles analytiques présentent de fortes contraintes, qui ne permettent pas d'être utilisés dans des conditions d'utilisation réelles. De plus, les modèles numériques n'ont été validés que dans des conditions standard, à température et débit constants. Or ces conditions dégradées sont usuelles pour la chaleur fatale comme pour le solaire à concentration. Comme montré par la littérature, l'intérêt est de plus en plus fort pour l'intégration du stockage thermocline aux procédés industriels, et ainsi poursuivre le déploiement industriel de ce type de stockage.

2 Etude d'un stockage thermique industriel de type thermocline

2.1 Introduction

Comme souligné par l'état de l'art, peu de données provenant d'unités industrielles de stockage thermocline sont disponibles dans la littérature. Cette thèse présente des résultats expérimentaux de l'une des premières unités commerciales de stockage thermocline : l'Eco-Stock[®]. Ce stockage présente une géométrie originale. En effet, elle est horizontale afin de faciliter l'installation sur site et le transport. En plus des résultats en régime standard de conditions d'usage conventionnelles, l'étude porte sur la souplesse d'utilisation du stockage thermocline industriel. Des essais expérimentaux en conditions de charges et de décharges dégradées sont aussi étudiés. L'aptitude du stockage à transformer un gisement de chaleur dégradé en une source de chaleur maîtrisée afin de faciliter sa valorisation est évaluée. La robustesse du modèle numérique, c'est à dire son aptitude à rester précis sur une large plage d'utilisation, est aussi testée face à ces contraintes.

Ce chapitre est structuré de la façon suivante. Le banc expérimental industrielle d'échelle 1 est décrit. Il s'agit de l'environnement (source de chaleur, ventilateur par exemple) permettant de contrôler les conditions de charge du stockage. La taille et la singularité de ce stockage horizontal containerisé sont présentées. Un modèle numérique est proposé, à partir des modèles présentés dans la littérature, pour représenter cette unité de stockage. Des indicateurs de performance spécifiques sont choisis afin d'évaluer les performances du stockage. Des essais en régime standard (température et débit constants) sont effectués afin d'évaluer les performances de référence du stockage. Enfin, des essais avec des gisements de chaleur dégradés sont réalisés afin de comparer les performances du stockage en régime dégradé. Il s'agit aussi de montrer les limites d'un stockage horizontal, qui présente des avantages en termes d'intégration sur site, mais qui ne correspond pas à une géométrie optimale thermiquement. Le modèle numérique sera comparé aux résultats expérimentaux à chaque étape afin d'évaluer sa robustesse face à des contraintes.

2.2 Présentation du pilote de stockage industriel Eco-Stock[®]

Le stockage industriel étudié, dénommé Eco-Stock[®], est développé par la société Eco-Tech Ceram. Eco-Tech Ceram est une jeune entreprise innovante issue du laboratoire PROMES, fondée en 2014 et dirigée par Antoine Meffre, Docteur issu lui-même du laboratoire. Eco-Tech Ceram est une société d'ingénierie en écologie industrielle, fournissant des solutions de valorisation d'énergie pour améliorer l'efficacité énergétique des industriels et la rentabilité des producteurs d'énergies renouvelables. La société compte actuellement 10 salariés. Eco-Tech Ceram a été lauréate du Concours Mondial de l'Innovation phase 2 en 2018 (et de la phase 3 en 2020). La phase 2 de ce concours a permis de financer cette thèse ainsi que le développement et la mise en service du banc expérimental intégrant l'Eco-Stock[®], permettant de démontrer ses performances en amont d'une installation sur site industriel.

L'enceinte contenant le matériau de stockage a pour dimensions 3,08 x 1,7 x 1,7 m³, soit un volume utile de 8,9 m³. Le système de stockage est containerisé dans un container d'une taille standard de 20 pieds. La masse totale de l'Eco-Stock[®] est de 28 tonnes, ce qui permet de transporter le stockage par camion. L'Eco-Stock[®] du banc de test peut

stocker de la chaleur jusqu'à 600°C, mais Eco-Tech Ceram propose des unités jusqu'à 1000°C. Celui-ci comporte plus de 16 tonnes de céramiques réfractaires, étant des sphères de bauxite de 30 mm de diamètre¹, et le lit ayant une porosité de 40%. La cuve est isolée de l'intérieur à l'aide de 200 mm de brique réfractaire de type JM26.

L'Eco-Stock[®] est horizontal, or la grande majorité des systèmes de stockage thermocline de la littérature possède une géométrie verticale car celle-ci est thermiquement plus performante. En effet, dans ce cas, l'air chaud est injecté par le haut de la cuve, ce qui permet de bénéficier de la force d'Archimède afin de préserver la stratification thermique. Sur une géométrie horizontale du stockage avec écoulement horizontal, la stratification thermique risque d'être défavorable, surtout dans les phases de repos. La convection naturelle risque de dé-stratifier le stockage, qui serait alors plus chaud dans sa partie supérieure que dans sa partie inférieure. L'hypothèse d'un écoulement piston en une dimension peut alors être remise en question. Eco-Tech Ceram a pourtant développé une géométrie horizontale containerisée permettant le transport par camion vers le site de valorisation de chaleur. De plus, les coûts associés à l'intégration du stockage sur site sont plus faibles que pour une cuve verticale, où les gaines situées sous la cuve doivent être dimensionnées pour supporter le poids de l'installation [63, 64]. Le raccordement au site se fait de manière plus aisée si l'entrée et la sortie du stockage sont directement accessibles une fois le stockage posé sur le sol. Un autre avantage d'une géométrie horizontale est lié aux effets thermo-mécaniques. Comme vu dans la bibliographie, le lit se tasse lors des cycles thermiques, ce qui augmente à terme la pression sur les parois de la cuve et peut endommager le stockage et le matériau constitutif du lit [41]. Réduire la hauteur verticale du stockage par rapport à sa section horizontale permet naturellement de limiter le tassement des particules, et donc la pression sur la paroi, ce qui limite le risque d'exposition au stress thermo-mécanique. Ainsi, la géométrie horizontale, bien que potentiellement moins performante thermiquement, présente de nombreux avantages d'un point de vue de la conception et de l'installation sur site.

Cependant, une vérification devra être effectuée concernant les performances thermiques du stockage thermique, afin de montrer que les performances thermiques ne sont pas significativement altérées par la géométrie horizontale lors des essais. Lopez Ferber *et al.* ont construit un prototype de stockage horizontal, qui a été l'une des étapes de validation pour la construction de l'unité commerciale Eco-Stock[®] [52]. La température transversale s'est révélée homogène, ce qui indique que la thermocline n'a pas été altérée par la configuration horizontale sur la gamme de débit testée (39, 72 et 123 kg.s⁻¹). Les effets indésirables liés à la géométrie horizontale sont en revanche plus susceptibles d'apparaître dans le cas d'une unité industrielle, où la hauteur de la cuve est plus conséquente, et donc permet une plus grande déstratification transversale, laissant plus de place à la convection naturelle pour se développer. Les temps de charge et la longueur de cuve sont plus importants, ce qui favorise aussi la convection naturelle.

La campagne expérimentale s'est déroulée sur les mois de Février et Mars 2019. Cette période correspond à la location d'un groupe électrogène permettant de générer l'électricité nécessaire pour les canons à air chaud. Ces essais expérimentaux sur l'Eco-Stock[®] n'ont pas pu être complétés par des essais additionnels pendant le reste de la thèse.

1. Diamètre défini par Eco-Tech Ceram : 30 mm permet un bon compromis entre performances thermiques (nombre de Biot, coefficient d'échange) et pertes de charge

2.3 Banc expérimental

Le banc expérimental et ses spécificités sont d'abord décrits. La structure principale du banc de test est constituée de 3 éléments : une unité de stockage thermique, un châssis et une armoire électrique. Le châssis comprend l'entrée d'air avec le filtre, un ventilateur, un canon à air chaud, des vannes permettant d'orienter le flux d'air et une cheminée. La chaleur est générée à l'aide de canons électriques de 500 kW_e de puissance. La figure 28 montre une photo légendée du banc d'essai.

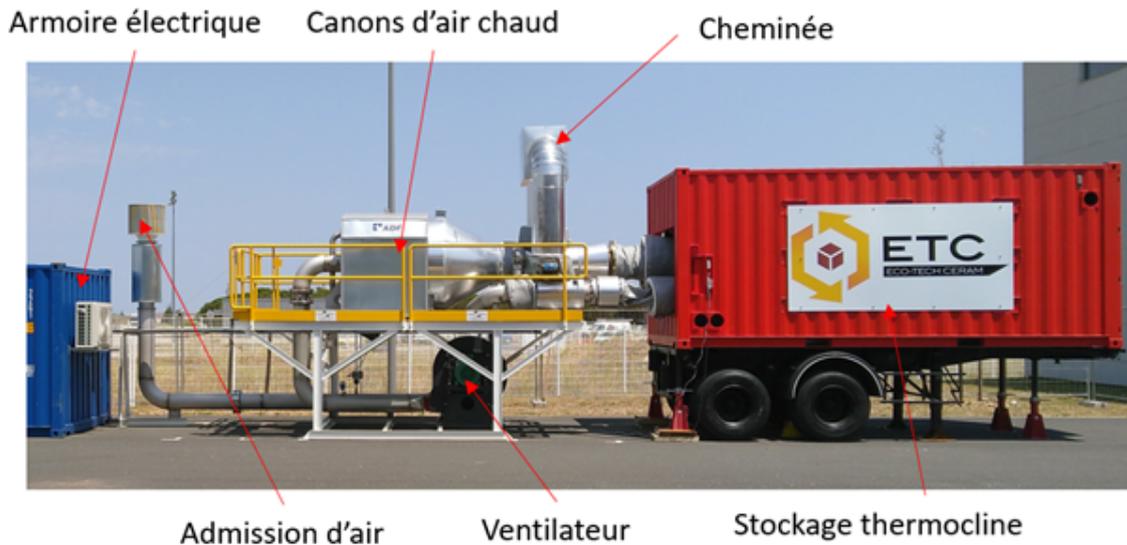


FIGURE 28 – Photo légendée du banc de test

La figure 29 est un schéma procédé de l'installation pour les étapes de charge et de décharge.

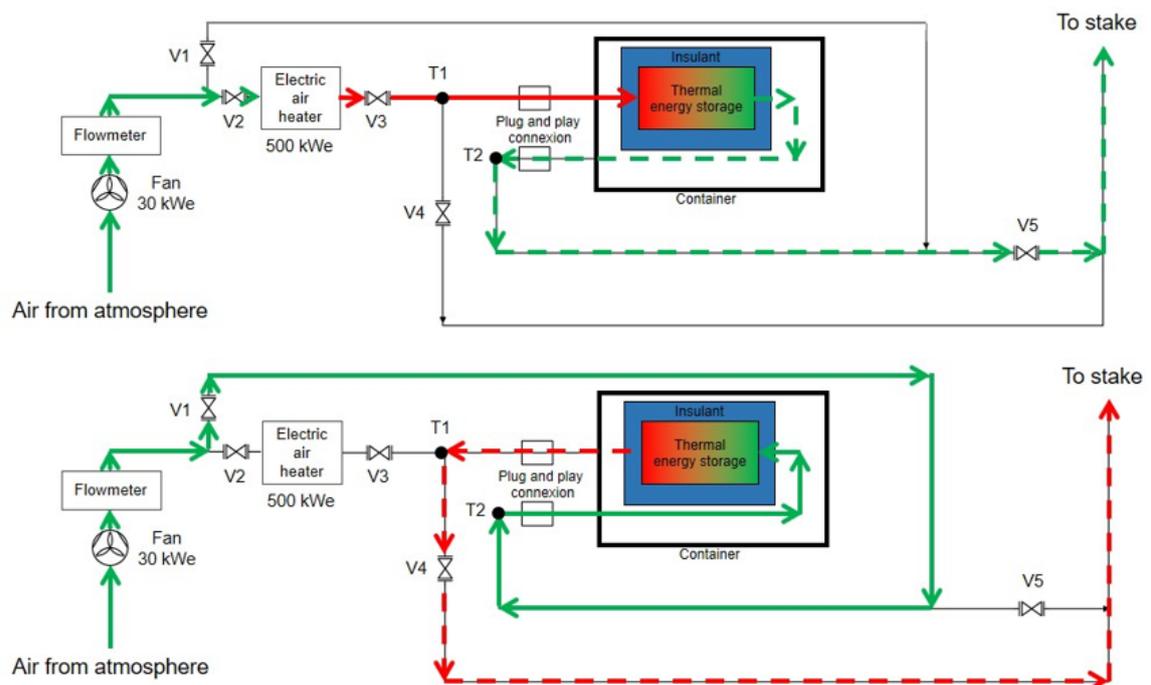


FIGURE 29 – Schéma procédé du banc de test

L'air à température ambiante entre dans l'installation par le filtre, grâce à un venti-

lateur de 30 kW_e . L'air traverse ensuite le canon à air chaud de 500 kW_e où il est chauffé avant d'atteindre le stockage thermique. L'air chaud cède sa chaleur au stockage, avant de revenir au châssis grâce à une gaine de retour, placée à l'intérieur du container, amenant l'air à la cheminée. Lors de la décharge, le flux d'air chaud peut être inversé grâce aux vannes V1, V2, V3, V4 et V5. L'air à température ambiante entre dans le stockage, se charge en chaleur au contact de la céramique, et est évacué par la cheminée.

Les canons doivent respecter une rampe de température afin d'éviter des chocs thermiques importants. La rampe est de 150°C par minute jusqu'à 300°C , puis de 50°C par minute. Afin de pouvoir alimenter le stockage directement à la température voulue, la montée en température des canons se fait grâce un mode court-circuit. Une fois que les canons ont atteint leur température nominale, le mode charge est activé. La rampe doit aussi être respectée pour la décharge. Environ 15 minutes sont nécessaires pour passer du mode charge au mode décharge.

L'instrumentation est constituée de 33 thermocouples de type K (précision $\pm 2,2^\circ\text{C}$). Les thermocouples sont insérés dans un tube percé implanté d'un côté du stockage. Ce système est intrusif, mais il permet de protéger les thermocouples de tout choc pendant le remplissage de la cuve, mais aussi des efforts thermo-mécaniques lors des cycles thermiques. La température mesurée par les thermocouples est donc supposée être la température du fluide qui parcourt le tube. Neuf thermocouples sont positionnés axialement le long du stockage afin d'obtenir le profil de température, qui sert à estimer la quantité d'énergie thermique stockée (en supposant que la température solide et la température fluide sont égales localement) et est généralement utilisé pour la validation des modèles numériques. Visible sur la Figure 30, le premier thermocouple est situé à 100 mm de l'entrée du côté chaud du stockage, et le dernier est situé à 100 mm de la sortie du stockage, côté froid. Les autres thermocouples sont régulièrement espacés de 360 mm.

La température transversale est mesurée sur 3 sections A, B et C, situées respectivement à 100 mm, 1540 mm et 2980 mm de l'entrée du stockage. Neuf thermocouples ont été implantés dans chaque section, placés à 150 mm de la paroi de la cuve, à l'exception du thermocouple situé au centre de la section.

La position des thermocouples a été choisie afin de pouvoir réaliser des bilans thermiques sur l'unité de stockage, d'un point de vue d'ingénierie des procédés. Par conséquent, aucune attention particulière n'a été portée à la détection d'hétérogénéité thermique transversale, mais plutôt à l'obtention de température représentative de la section du stockage. Cependant, puisque ces thermocouples sont positionnés près des bords, ces thermocouples radiaux permettent de détecter des hétérogénéités du flux qui pourraient être causées par des passages préférentiels ou de la convection naturelle due à la géométrie horizontale.

La température d'alimentation de l'air côté chaud est mesurée à 500 mm après le collecteur d'air, représenté par T1 sur la figure 29. La température de l'air côté froid est effectuée en T2, au bout de la gaine de retour, 4 mètres après la sortie du stockage. La température ambiante a aussi été mesurée. Aucune mesure n'a été réalisée à l'intérieur de l'isolant.

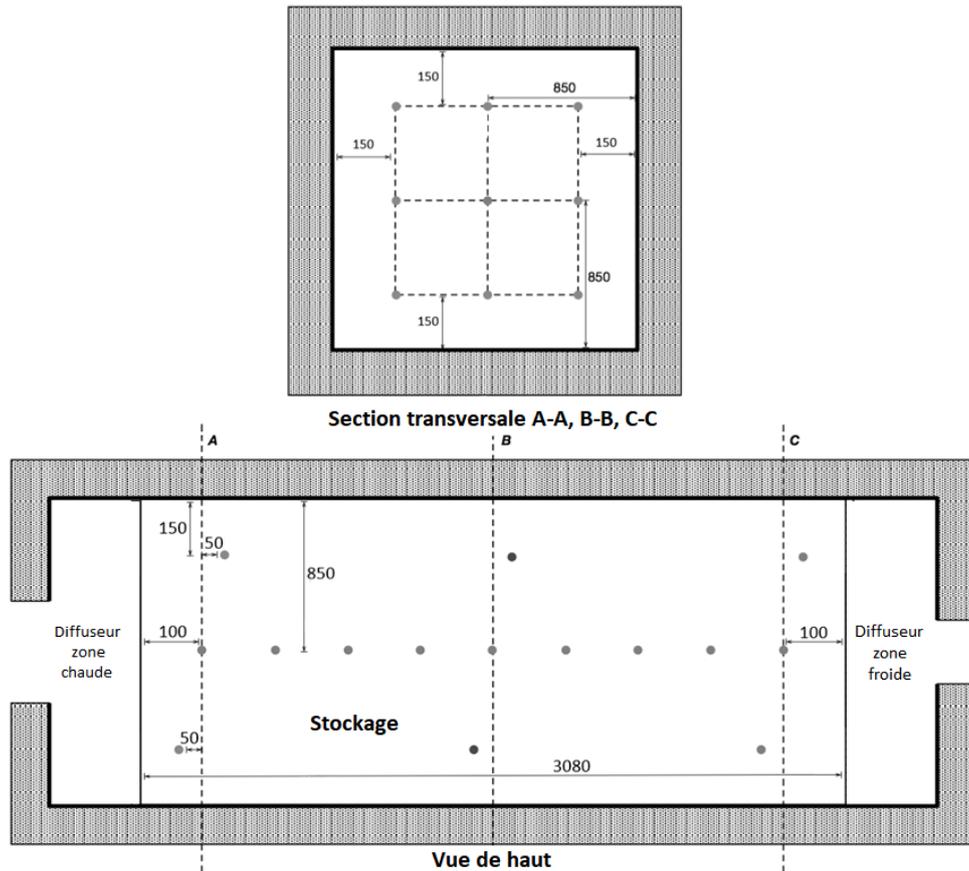


FIGURE 30 – Instrumentation de l'unité de stockage

2.4 Modèle numérique

La littérature propose de nombreux modèles et corrélations. Pour des applications de type procédé, l'approche à une dimension reste privilégiée devant les modèles à deux et trois dimensions afin de limiter le temps de calcul [41]. Il est aussi conseillé d'éviter les modèles prenant en compte le gradient de température dans les solides. En effet, l'utilisation des modèles considérant un faible nombre de Biot peut être étendue grâce à des modèles de Biot effectifs [74].

Les auteurs de la littérature supposent que pour des systèmes de grandes tailles, l'inertie thermique de l'isolant et de la paroi reste négligeable devant celle du solide. Il est alors suggéré de négliger les phénomènes de paroi et de considérer un modèle à une dimension et 2 phases. Bien que le stockage étudié ici soit une unité industrielle, il présente cependant des dimensions intermédiaires entre les prototypes et les cuves de très grandes tailles considérées pour les applications solaires sur laquelle la littérature se base. Le comportement de la paroi et l'isolant est donc à considérer. Or le stockage est isolé de l'intérieur par la couche de céramique réfractaire. Par conséquent, l'épaisseur de la paroi d'acier n'étant que de quelques millimètres, et celle-ci étant supposée proche de la température ambiante, son comportement thermique est négligé. L'isolant est donc assimilé à la paroi du stockage.

L'isolant possède une épaisseur de 200 mm, mais suite aux comparaisons modèle-expérience, seuls 100 mm semblent contribuer à la capacité thermique totale du lit. L'isolant est alors assimilé à une paroi de température uniforme, et représente une capacité

thermique de 147 kWh. En supposant que l'intégralité du matériau de stockage soit à 525°C, la capacité de stockage du lit est de 2,33 MWh. L'isolant représente donc une augmentation de 6,3% de la capacité de l'installation, et ne peut donc être négligé.

L'inertie thermique de l'isolant pourrait être intégrée dans un modèle thermique à 2 phases (solide/fluide), en assimilant la couche d'isolant à un matériau de stockage et la prise en compte d'un solide avec des propriétés moyennées, dépendant à la fois de l'isolant et du matériau de stockage. Cependant, notre choix est ici de donner une attention particulière aux phénomènes de parois pour la prise en compte non seulement de son inertie mais aussi des pertes thermiques.

Cette discussion aboutit à un modèle à une dimension et trois phases, issu des travaux de Ismail et Stuginsky [73] et Hoffmann *et al.* [43]. Ce modèle présente trois équations de la chaleur, avec pour chaque équation, un terme d'accumulation, un terme de conduction, et un terme de convection. Pour modéliser l'advection, un terme supplémentaire est ajouté à l'équation fluide. L'équation 17 est l'équation du fluide, l'équation 18 celle du solide et l'équation 19 celle de la paroi.

$$\epsilon(\rho c_p)_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + u \frac{\partial T_f}{\partial x} \right) = \lambda_{f,eff} \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + h_v(T_s - T_f) + h_w \frac{A_{f \leftrightarrow w}}{V_f + V_s} (T_w - T_f) \quad (17)$$

$$(1 - \epsilon)(\rho c_p)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \lambda_{s,eff} \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + h_v(T_f - T_s) \quad (18)$$

$$(\rho c_p)_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = \lambda_w \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + h_w \frac{A_{f \leftrightarrow w}}{V_w} (T_f - T_w) + h_{ext} \frac{A_{w \leftrightarrow ext}}{V_w} (T_{ext} - T_w) \quad (19)$$

Les conditions aux limites sont une température imposée en entrée du fluide et une condition adiabatique en sortie de fluide. Ces équations sont discrétisées par différences finies. Le schéma de discrétisation appliqué est centré pour les termes de second ordre et aval pour les termes de premier ordre. Les coefficients variant en fonction de la température, le système est fortement non linéaire. Le système est résolu par méthode de Cramer itérative, avec un critère de convergence sur les températures de 0,01°C.

Le coefficient de convection fluide/solide Nu_{fs} est obtenu par l'équation 20, qui est la relation recommandée dans la revue des corrélations réalisée par Esence *et al.* [66].

$$Nu_{fs} = \frac{h_w d_s}{\lambda_{air}} = 2 + 1,1 Re^{0,6} Pr^{1/3} \quad (20)$$

Le coefficient d'échange avec la paroi est obtenu par l'équation de Beek [102] :

$$Nu_w = \frac{h_w d_s}{\lambda_{air}} = 0,203 Re^{1/3} Pr^{1/3} + 0,220 Pr^{0,4} Re^{0,8} \quad (21)$$

Le coefficient de pertes thermiques à la paroi est calculé de la manière suivante [103] :

$$Nu_{ext} = \frac{h_{ext} D}{\lambda_{air,ext}} = 0,664 Re_{ext}^{1/3} Pr_{ext}^{1/3} \quad (22)$$

Les termes de conductivité effective ont été comparés dans la littérature. Il en a résulté des différences mineures. Les corrélations de conductivité effective les plus simples sont alors choisies pour le solide et le fluide. Afin que ce modèle soit valide pour les très hautes

températures ($>600^{\circ}\text{C}$), un terme radiatif a été ajouté issu d'une corrélation de Zehner et Schlunder, complétée par Sih et Barlow [104]. Le terme radiatif semble se manifester pour des températures supérieures à 800°C , l'énergie déchargée par le stockage varie alors de plus de 1% par rapport au modèle sans terme radiatif (cf Annexe B).

$$\lambda_{air-eff} = \epsilon\lambda_{air} \quad (23)$$

$$\lambda_{bau-eff} = (1 - \epsilon)\lambda_{bau} + \lambda_{eff}^R \quad (24)$$

$$\lambda_{eff}^R = [1 - (\sqrt{1 - \epsilon})\epsilon + \sqrt{1 - \epsilon}] \left(\frac{2}{\xi - 0,264} \right) \sigma T^3 d_s \quad (25)$$

La température variant de la température ambiante à 525°C , les propriétés thermophysiques de l'air et de la bauxite varient considérablement. Pour chaque propriété $X(T)$ (c_p , λ , ρ), l'équation suivante est utilisée :

$$X(T) = \sum_{i=0}^n a_i T^i \quad (26)$$

avec a_i les constantes données dans le tableau 3.

	Air			Bauxite		
	c_p (kJ/kg/°C)	λ (W/m/K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg/°C)	λ (W/m/K)	ρ (kg/m ³)
a_0	1.006	2.477E-02	1.274	7.527E-1	5.070	3.005E+03
a_1	-8.615E-03	7.30E-05	-4.506E-03	1.531E-03	-4.950E-03	-
a_2	6.581E-04	-2.59E-08	1.34E-05	1.850E-06	5.423E-06	-
a_3	-7.13E-07	9.38E-12	-2.80E-08	8.89E-10	-2.518E-09	-
a_4	2.42E-10	-	3.65E-11	-	-	-
a_5	-	-	-2.43E-14	-	-	-
a_5	-	-	6.75E-18	-	-	-

TABLE 3 – Propriétés de l'air et de la bauxite

Les propriétés de l'air proviennent de Agalit *et al.* [105]. La capacité calorifique, la conductivité thermique et la masse volumique de la bauxite ont été mesurées dans le cadre d'une prestation auprès du laboratoire Netzsch Applications Laboratory (France) de 25 à 1000°C . L'équipement de mesure est le NETZSCH laser flash appareil LFA 467 HT Hyperflash[®] et le NETZSCH model DSC 404 F1 Pegasus[®]. La masse volumique est mesurée par pesée et déplacement de fluide à température ambiante.

Les températures mesurées expérimentalement correspondent à la température de l'air dans le stockage. Par conséquent, la température numérique considérée pour la comparaison doit être la température du fluide. Il peut être noté que l'inertie thermique des gaines et des diffuseurs en aval du générateur de chaleur n'est pas prise en compte.

Une part du débit d'air contourne le stockage pendant la phase de charge par la vanne V1, et des fuites apparaissent sur la vanne V5 pendant la phase de décharge. Des vannes parfaitement étanches sont très onéreuses, un autre type de vannes a donc été préféré. Une correction est apportée sur le débit afin de prendre en compte les fuites grâce à un bilan thermique entre l'énergie stockée et l'énergie apportée par l'air. La même correction est apportée pour toutes les charges, que le régime soit cyclé ou non.

La charge est effectuée à un débit de $0,68 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ (précision du débitmètre 1,5%), la correction est estimée à -15%. Le débit réel est donc $0,58 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. En effet, les canons à air chaud créent une perte de charge conséquente d'environ 110 mbar, qui cause une fuite à travers les vannes. Pendant la décharge, la perte de pression est de seulement 10 mbar puisque l'air ne traverse plus les canons. Cette diminution de pertes de charge réduit la fuite d'air à seulement 4%, le débit de décharge étant alors de $0,65 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$

2.5 Indicateurs de performances

Des indicateurs de performance sont choisis afin de comparer les différents essais expérimentaux et numériques. La définition des indicateurs de performances pour les stockages thermiques intégrés dans un système ouvert est proposée par Lopez-Ferber *et al.* [52]. Les mêmes définitions sont utilisées ici. La définition du rendement pour les systèmes ouverts diffère grandement du rendement utilisé pour les systèmes en cycle fermé. La distinction entre systèmes fermés et systèmes ouverts est montrée sur la figure 31.

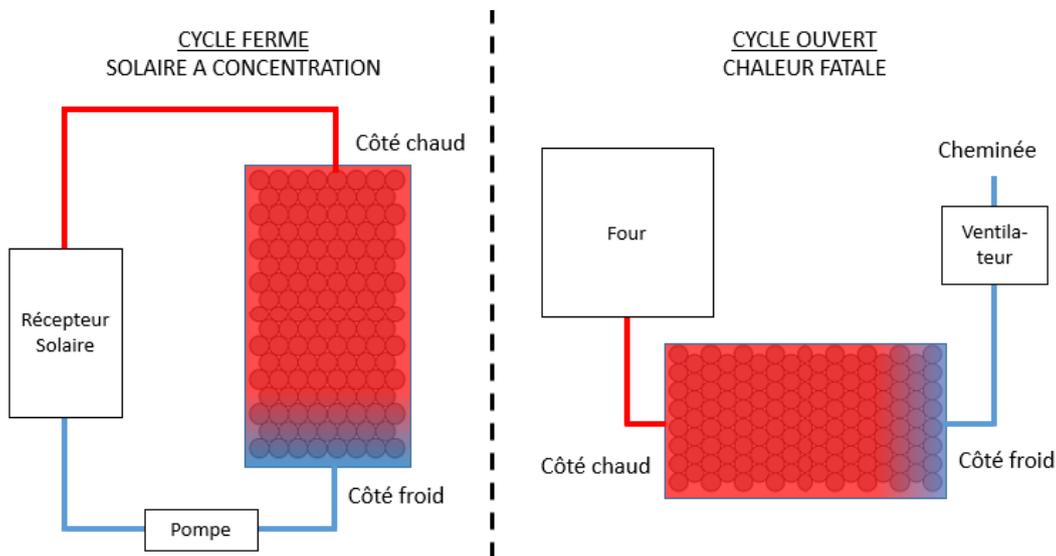


FIGURE 31 – Schéma de la charge d'un stockage thermocline pour une application solaire (cycle fermé) et pour la chaleur fatale (cycle ouvert)

Dans le cas des applications solaires, le fluide chaud entre dans le stockage, cède sa chaleur avant de retourner au récepteur. L'énergie sortant côté froid du stockage n'est donc pas perdue et la cuve peut être chargée jusqu'à une température seuil généralement établie à 80% de la température haute. En revanche, dans le cas de la valorisation de chaleur fatale, l'énergie sortant de la cuve côté froid gagne la cheminée, et ne peut être valorisée.

L'enthalpie fournie au système est la différence d'enthalpie entre la température de la source chaude et de l'air ambiant, donnée par :

$$Q_{air-ch}(t) = \int_0^t \dot{m}(t) \int_{T_l}^{T_h(t)} c_{p-air}(T) dT dt \quad (27)$$

La même méthode est employée pour mesurer l'énergie déchargée $Q_{air-dech}$ par le stockage.

La chaleur Q_{air-ch} est susceptible d'être stockée par le matériau de stockage Q_{bau} , perdue sous forme de chaleur fatale Q_{trans} ou encore stockée dans le terme $Q_{lateral}$, qui comporte à la fois l'énergie thermique stockée dans l'isolant, les pertes thermiques mais aussi tient compte des hétérogénéités transversales du lit. L'enthalpie stockée par le lit de solide correspond à son enthalpie finale moins son enthalpie initiale. n correspond au nombre de sous volumes dans le stockage. Numériquement, n est le nombre de pas d'espace numériques. Expérimentalement, n est le nombre de thermocouples placés dans la longueur du stockage. La température est alors supposée homogène dans la section.

$$Q_{bau}(t) = \sum_{i=1}^n \int_{T_i(0)}^{T_i(t)} c_{p-bau}(T) m_i dT \quad (28)$$

avec T_i et m_i étant respectivement la température et la masse du $i^{\text{ème}}$ sous volume.

Puisque le système est ouvert, la chaleur peut être dissipée en aval du stockage dans la cheminée sous forme de chaleur fatale. La chaleur perdue en aval du stockage est l'enthalpie qui a transitée à travers le stockage sans avoir été stockée. Elle est calculée par la différence d'enthalpie entre la température côté froid du stockage et la température ambiante :

$$Q_{trans}(t) = \int_0^t \dot{m}(t) \int_{T_l(t)}^{T_{cold}(t)} c_{p-air}(T) dT dt \quad (29)$$

Une part de l'énergie peut aussi être stockée dans l'isolant $Q_{lateral}$. Cette énergie est estimée à 6,3% de la capacité de stockage. La température de la paroi extérieure et celle de l'isolant n'étant pas mesurées, il n'est pas possible de quantifier les pertes thermiques à la paroi. De plus, Q_{bau} considère uniquement les thermocouples situés au centre de la cuve. Une migration de la chaleur par convection naturelle par exemple serait susceptible de diminuer Q_{bau} mais l'énergie stockée par la cuve serait la même. Par conséquent, $Q_{lateral}$ ne pouvant être mesurée, elle est déduite de l'équation suivante :

$$Q_{lateral}(t) = Q_{air-ch}(t) - Q_{trans}(t) - (Q_{bau}(t) - Q_{bau}(t=0)) \quad (30)$$

Le taux de charge τ est défini comme étant la quantité d'énergie stockée comparée à l'énergie stockée si tout le matériau était à la température de la source chaude. Si la température est variable au cours du temps, la température maximale de la source est choisie.

$$\tau(t) = \frac{Q_{bau}(t)}{Q_{bau-max}} \quad (31)$$

Le rendement γ est défini comme le ratio entre l'énergie déchargée par le stockage et l'énergie fournie au stockage lors de la charge. Le rendement peut être défini spécifiquement pour le stockage, au niveau local, entre les sections A et C, définie sur la figure 30, où les températures sont mesurées expérimentalement. Ainsi, le rendement local est défini par :

$$\gamma_{local}(t) = \frac{Q_{air-d-local}(t)}{Q_{air-ch-local}(t_{end-ch})} = \frac{\int_0^{t_{end-c}} \dot{m}(t) \int_{T_l}^{T_h(t)} C_{p-air}(T) dT dt}{\int_{t_{end-c}}^{t_{end-d}} \dot{m}(t) \int_{T_l}^{T_h(t)} C_{p-air}(T) dT dt} \quad (32)$$

Le rendement peut aussi être défini pour l'installation entière, incluant l'ensemble des gaines et diffuseurs, responsables de pertes thermiques :

$$\gamma_{global}(t) = \frac{Q_{air-d-global}(t)}{Q_{air-c-global}(t_{end-ch})} = \frac{\int_0^{t_{end-c}} \dot{m}(t) \int_{T_i}^{T_h(t)} C_{p_{air}}(T) dT dt}{\int_{t_{end-c}}^{t_{end-d}} \dot{m}(t) \int_{T_i}^{T_h(t)} C_{p_{air}}(T) dT dt} \quad (33)$$

2.6 Performances en régime défini comme référence

Afin d'étudier la plage d'utilisation du stockage, il convient tout d'abord de définir un essai de référence pour le stockage, à une température et un débit constant. Deux essais permettent de caractériser ce régime de référence : un premier constitué d'une seule charge/décharge, puis un enchaînement de trois charges/décharges.

2.6.1 Charge/décharge unique

Le premier essai expérimental est donc un essai expérimental de référence à une température de charge et un débit constant. Cette partie est dédiée à l'analyse des résultats d'une charge à 525°C suivie d'une décharge. Le stockage est conçu pour atteindre 600°C, mais la température maximale de sortie des canons est limitée. Le débit de charge corrigé est de 0,58 kg.s⁻¹ pour la charge et de 0,65 kg.s⁻¹ pour la décharge, soit 300 kW_{th} et 350 kW_{th} respectivement. La température seuil de sortie en charge est fixée à 190°C. Le seuil de 190°C correspond à la température maximale que peut atteindre le ventilateur de l'installation. En effet, sur une installation industrielle, le ventilateur aurait été situé du côté froid du stockage (figure 31). Quand la température de l'air de sortie atteint la température seuil de charge, la charge est arrêtée, et les vannes sont actionnées en position de décharge. La décharge commence et se poursuit jusqu'à atteindre une température seuil de décharge de 200°C choisie arbitrairement.

2.6.1.1 Température et débit de charge

Les conditions de charge du stockage réelles à partir des conditions de consigne sont d'abord étudiées. La charge a été effectuée à une température de consigne de 525°C et un débit de 0,58 kg.s⁻¹. Si le stockage est considéré d'un point de vue local, c'est à dire entre les sections A et C, l'inertie thermique des diffuseurs et des 10 premiers centimètres de lit sont susceptibles d'influencer la température de charge et de décharge. Afin de connaître cette influence, la température moyenne obtenus à partir des températures expérimentales de la section A et le débit de charge mesuré de l'essai sont données sur la figure 32.

La température de la section est au début de l'essai à la température ambiante, puis augmente rapidement pour atteindre 500°C à 1,5 h de charge et 525°C à 2 h de charge. La température est ensuite maintenue à 525°C pendant le reste de la charge. La rampe de température s'explique par l'inertie thermique des gaines, du diffuseur d'entrée et des 10 premiers centimètres de lits. Grâce à l'évolution de la température, cette inertie thermique est estimée à 200 kWh, soit environ de 1/10^{ème} de la capacité de stockage du lit. Le débit est constant à l'exception de quelques variations à 5 h et entre 5,5 h et 6 h provenant d'erreurs d'acquisition. Une fois les conditions de charge connues, il s'agit maintenant de s'intéresser à la réponse du stockage. Les températures transversales du stockage sont d'abord étudiées afin de pouvoir déterminer si le stockage horizontal présenté présente une comportement thermique à une dimension.

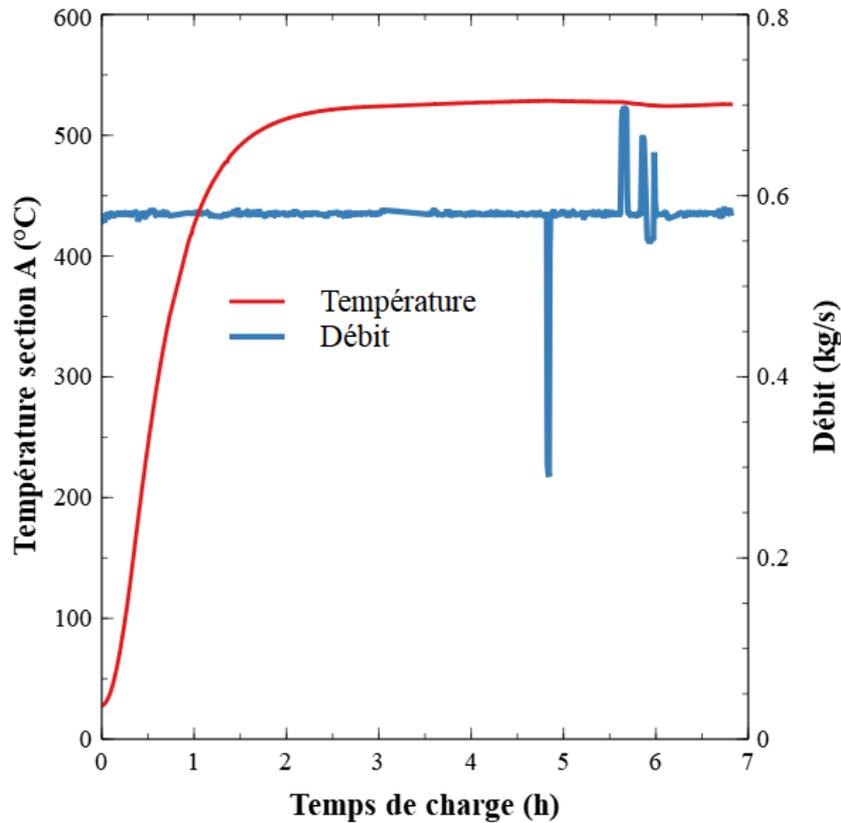


FIGURE 32 – Température moyenne mesurée en section A et débit de charge

2.6.1.2 Homogénéité de la température transversale

L'un des avantages du stockage thermocline vertical est la préservation de la stratification thermique par la force d'Archimède. La chaleur située dans la partie supérieure de la cuve aide alors à maintenir une thermocline étroite. Cet avantage pourrait devenir un inconvénient pour une géométrie horizontale, la convection naturelle contribuant alors à la déstratification de la thermocline. La convection naturelle, potentiellement couplée à des passages préférentiels sont susceptibles de créer une disparité transversale de température dans le stockage. La potentielle disparité transversale des températures doit donc être étudiée. Il s'agit ici de savoir si le comportement du stockage présente un comportement à une dimension.

La section B est particulièrement appropriée pour observer la disparité puisqu'elle est située au milieu du stockage, loin de l'entrée et de la sortie qui pourraient induire des effets de bord. La température des 9 thermocouples de la section transversale B est tracée durant la charge sur la figure 33.

Les températures des 9 thermocouples présentent un écart type maximum de 30°C pendant la charge avec une moyenne d'écart type à 16°C. La température la plus haute est de 544°C et la plus faible 485°C en fin de charge. Un écart de 11,9% (soit 60°C d'écart maximal) semble être acceptable pour supposer une température homogène dans la section et réaliser des bilans énergétiques afin de pouvoir calculer les performances de l'unité.

Esence *et al.* [41] ont observé une disparité de 250°C dans les coins de leur stockage thermique, indiquant une vitesse plus forte du fluide liée aux passages préférentiels. Ce

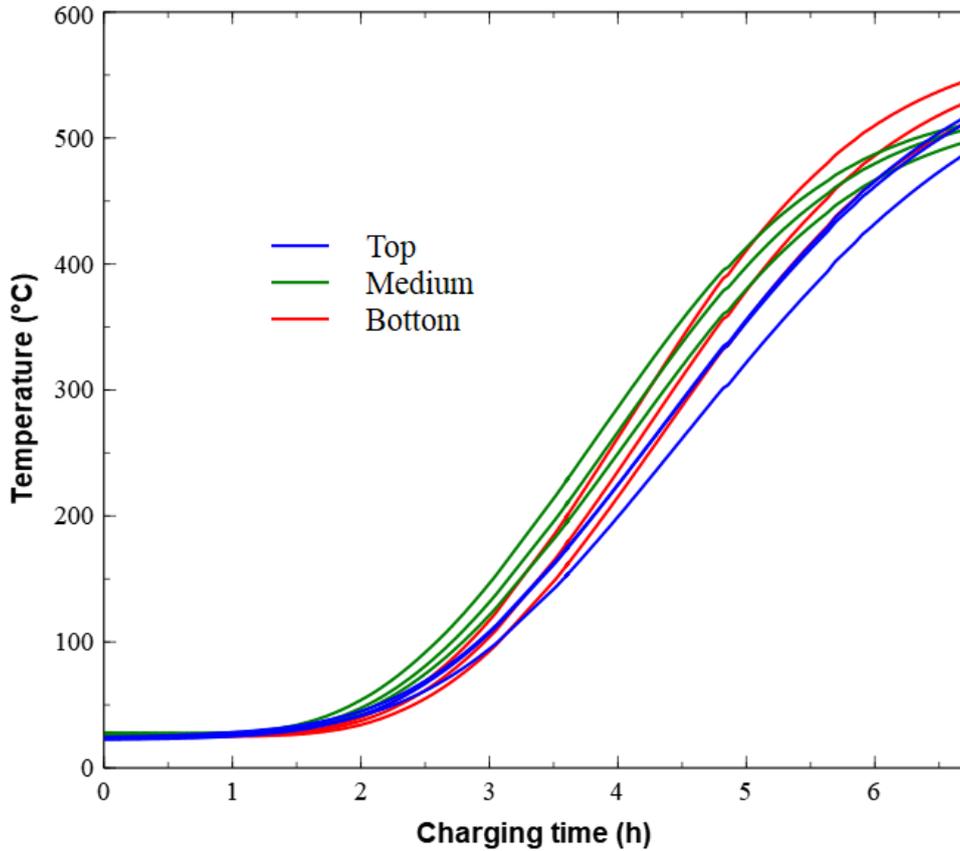


FIGURE 33 – Évolution de la température des 9 thermocouples (3 haut/3 milieu/3 bas) de la section B (température de charge 525°C , débit $0,58 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$)

phénomène n'est pas observé ici, la température des thermocouples étant relativement homogène, indiquant une distribution uniforme du débit d'air dans la section du stockage. Une explication pourrait être que le lit de sphères de bauxite a subi des vibrations pendant son transport, ce qui a probablement amélioré la distribution de sphères de bauxite dans les coins de la cuve. Les performances seraient alors identiques que la cuve soit horizontale ou verticale. Les mêmes conclusions ont été faites par Lopez-Ferber *et al.* sur leur prototype de 45 kWh [52].

Afin d'avoir une idée globale de la disparité transversale des températures dans l'ensemble du stockage, l'écart quadratique moyen du modèle est calculé pour chaque thermocouple pendant la charge, et est tracé sur la figure 34. Le modèle est alors comparé aux résultats expérimentaux de chaque thermocouple des sections A, B et C. La figure fait donc état de la disparité transversale et de la comparaison numérique/expérience.

En section A, les trois thermocouples situés en bas présentent un fort écart quadratique moyen comparé à ceux du milieu et ceux du haut de la section, contrairement à ce qui était attendu. Cela est probablement dû à un défaut du diffuseur, ou une hétérogénéité du flux d'air. En effet, le flux d'air n'est probablement pas stabilisé puisque le diffuseur est situé environ 1,5 m après les canons à air chaud, qui génèrent énormément de turbulences et de pertes de charge. Ce phénomène peut être couplé à des passages préférentiels, même si le stockage horizontal présente a priori une bonne distribution des sphères solides dans le bas de la cuve. Ces différents facteurs ne sont pas pris en compte dans la modélisation, ce qui explique la forte déviation de la section A.

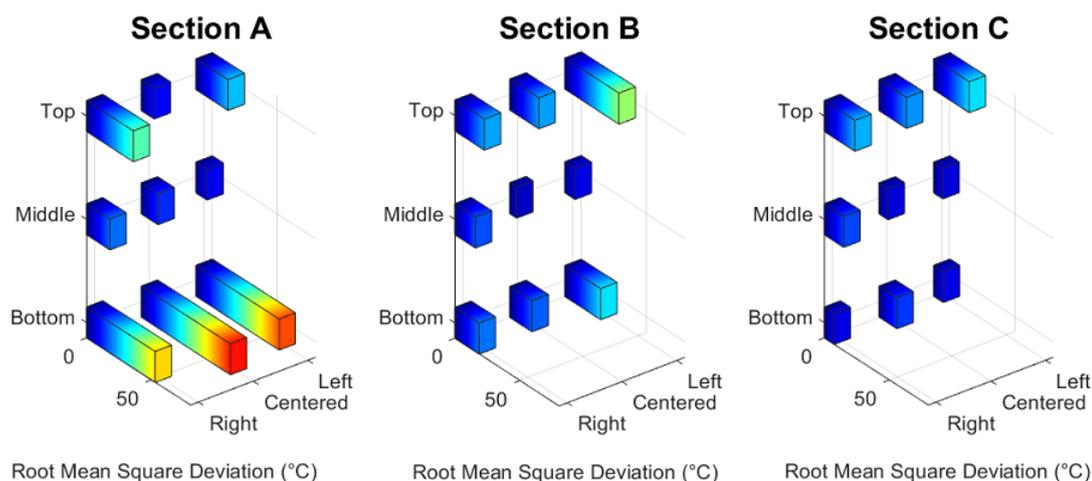


FIGURE 34 – Écart quadratique moyen entre le modèle et chacun des thermocouples des sections A, B et C (température de charge 525°C , débit $0,58 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$)

L'écart quadratique moyen est plus faible dans la section B, en particulier pour les thermocouples situés au centre avec une déviation de seulement $5,3^{\circ}\text{C}$. Cette homogénéisation provient du lit lui même, puisque $1,5\text{m}$ de lit de sphères disposées en vrac semble suffisant pour homogénéiser le débit sur l'ensemble de la section. Cependant, à cause d'effets de bord ou de passages préférentiels, l'écart quadratique moyen atteint $28,9^{\circ}\text{C}$ pour la partie supérieure et $21,1^{\circ}\text{C}$ pour la partie inférieure. Ces effets sont toutefois très limités, tenant compte des 500°C de différence entre les états chauds et froids du stockage.

La section C révèle un écart quadratique moyen faible, avec $7,2^{\circ}\text{C}$ pour les thermocouples situés au centre. Les thermocouples du haut se situent à une moyenne de $24,2^{\circ}\text{C}$ d'écart quadratique moyen, ce qui indique un effet modéré de la convection naturelle ou des passages préférentiels.

Des valeurs similaires sont observées pendant la décharge avec $8,7^{\circ}\text{C}$, $16,6^{\circ}\text{C}$ et $13,1^{\circ}\text{C}$ pour les thermocouples centraux des sections A, B et C respectivement.

Puisqu'aucune anomalie de température ne peut être détectée au sein des sections A, B ou C, l'impact de la convection naturelle semble négligeable au débit considéré. L'échange thermique au sein du stockage est principalement contrôlé par la convection forcée, ce qui réduit l'impact de la convection naturelle. Dans ce cas, l'hypothèse d'un comportement thermique du stockage à une dimension peut être validée, et les résultats expérimentaux présentés ici peuvent être utilisés pour la validation du modèle à une dimension et ce indépendamment de la géométrie horizontale ou verticale de la cuve.

2.6.1.3 Profils de température

Le comportement thermique du stockage est caractérisé par l'avancée du front thermique en son sein. Afin de caractériser le comportement du stockage et de valider le modèle numérique, les profils de température numériques et expérimentaux sont comparés. Les figures 35 et 36 illustrent les profils de température expérimentaux (points) et numériques (traits continus) durant la charge et la décharge. Les températures, mesurées au coeur du

lit, sont tracées toutes les heures. La période de repos du lit entre la phase de charge et de décharge a duré 25 minutes, le temps de refroidir les canons à air chaud, et d'inverser les vannes.

Les profils numériques et expérimentaux semblent être en concordances pour l'ensemble des profils de charge. Après 4 heures de charge, la thermocline occupe entièrement la cuve, de manière similaire à ce qui a été observé par Esence *et al.* [41]. A la fin de la charge, la température est uniforme et égale à 525°C dans le premier mètre de la cuve (figure 35). Les profils numériques concordent bien avec les profils expérimentaux lors de la décharge, malgré un écart de 10 à 20°C de 1 à 5h de décharge (figure 36). Cet écart pourrait provenir de l'inertie thermique de la gaine de retour², qui chauffe lors de la charge et pourrait restituer une partie de sa chaleur lors de la décharge. Bien que la géométrie du lit soit horizontale, le modèle à une dimension peut être validé.

Réduire le diamètre caractéristique des particules de 30 à 10 mm aurait probablement augmenté la capacité de stockage de 2,5% (42 kWh). En effet, la thermocline aurait été plus étroite avec un solide de plus petite taille, puisqu'une faible taille augmente la surface d'échange entre le solide et le fluide. Cela a pour effet de maximiser l'échange thermique entre le solide et le fluide, ce qui résulte en une meilleure stratification [39]. Cependant, cette solution aurait aussi augmenté les pertes de charge de 3,3 à 13,4 mbar. Les pertes de charge sont estimées à l'aide de la relation d'Ergün discrétisée sur la longueur du stockage. Le modèle n'a pas pu être validé aérauliquement car seule la différence de pression aux bornes du ventilateur est connue. Les pertes de charge de 10 mbar obtenues expérimentalement lors de la décharge correspondent à 5 mbar de pertes linéiques et singulières et environ 5 mbar dus au stockage. Ainsi, seul l'ordre de grandeur des pertes de charge pour une configuration de particules de 30 mm est validé. Avec des particules de 10 mm, les coûts liés au ventilateur (CAPEX et OPEX) aurait donc été plus élevés, faisant apparaître un compromis entre performances thermiques et coût de circulation du fluide.

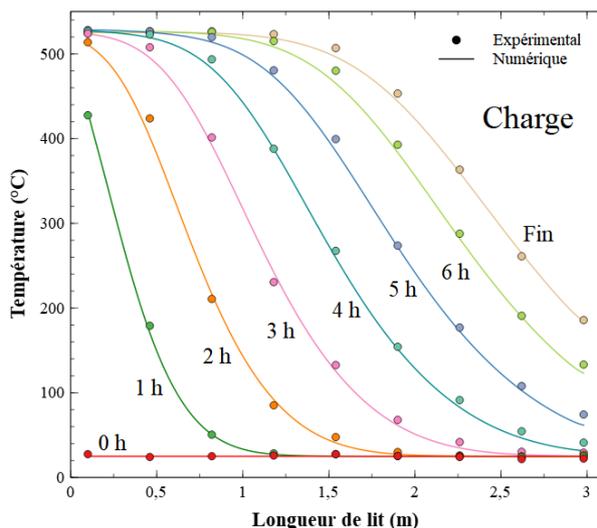


FIGURE 35 – Profils de températures axiale en charge (température de charge 525°C, débit de charge 0,58 kg.s⁻¹)

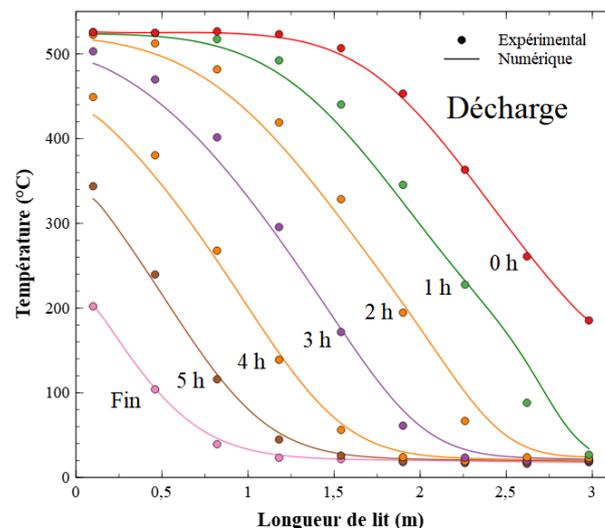


FIGURE 36 – Profils de températures axiales en décharge (débit de décharge 0,65 kg.s⁻¹)

2. qui évacue l'air sortant du stockage en charge et amène l'air au stockage en décharge

2.6.1.4 Taux de charge

Une fois les profils de température numériques et expérimentaux comparés, l'étude peut être centrée sur des indicateurs de performances définis dans la partie 2.5. Le taux de charge a été tracé sur la figure 37 afin d'illustrer les performances de charge du stockage. Les températures indiquées sont celles mesurées au centre de chacune des sections A et C.

Sur un site industriel, le ventilateur aurait été installé côté froid du stockage, aspirant l'air au lieu de le souffler dans le stockage. Cette configuration permet de garder une température faible au niveau du ventilateur, ce qui réduit son coût. Par conséquent, la gaine de retour de l'air a été dimensionnée à 200°C, en adéquation avec le ventilateur. La température seuil de charge a donc été définie à 190°C, soit $T^*_{\text{threshold-ch}} = 0,34$, avec une marge de 10°C. T^* étant la température adimensionnée définie par :

$$T^* = \frac{T - T_{amb}}{T_{ch} - T_{amb}} \quad (34)$$

Un seuil de 190°C présente un bon compromis entre la chaleur fatale perdue en aval du stockage et son taux de charge, atteignant 77% en fin de charge.

Le taux de charge augmente linéairement jusqu'à ce que la température de la section C augmente. La température de la section A met environ 2 h avant d'atteindre la température de charge, ce qui correspond à l'inertie thermique des gaines en amont du stockage et des premiers 10 cm de lit avant la section A. La température de la section C reste à température ambiante pendant quelques heures, indiquant que la thermocline est encore contenue dans le lit, et augmente quand la thermocline est extraite du lit.

La différence entre les taux de charge expérimental (77%) et numérique (81%) provient probablement de la méthode de calcul du taux de charge expérimental. En effet, le lit de solide est divisé en 9 sections (une pour chaque thermocouple le long du lit), et la température est supposée constante dans chaque section de 36 cm. Plus de thermocouples auraient été nécessaires afin de pouvoir obtenir des résultats plus précis.

Augmenter la température seuil de charge aurait davantage extrait la thermocline du stockage, ce qui aurait augmenté le taux de charge, mais aurait probablement réduit le rendement. Le seuil choisi permet donc de minimiser la chaleur fatale perdue en sortie de stockage.

2.6.1.5 Répartition de l'enthalpie dans le stockage

Le rôle de l'Eco-Stock est de valoriser de la chaleur. Par conséquent, la chaleur fatale sortant côté froid pendant la charge Q_{trans} , doit être aussi faible que possible et la quantité de chaleur contenue dans le lit de particule Q_{bau} doit être maximale. Une étude est donc effectuée sur la répartition de l'enthalpie de charge dans le stockage. La figure 38 présente les quantités de chaleur Q_{bau} , $Q_{lateral}$ et Q_{trans} en fonction de la durée de la charge, calculées à partir des données expérimentales.

Entre 2 h et 4 h de charge, Q_{bau} croît d'environ 0,30 MWh par heure. La première heure diffère avec une quantité d'énergie stockée Q_{bau} de seulement 0,18 MWh. Une partie

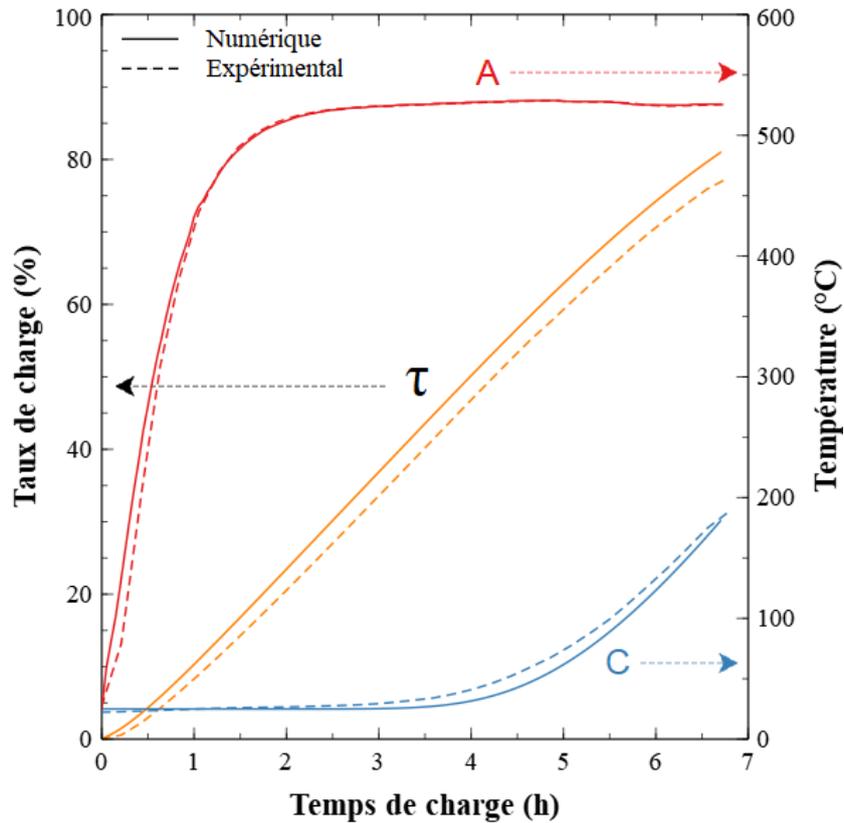


FIGURE 37 – Taux de charge (température de charge 525°C, débit de charge 0,58 kg.s⁻¹)

de l'énergie a donc probablement été absorbée par l'inertie thermique des gaines et du diffuseur, correspondant à 0,12 MWh.

La chaleur fatale côté froid du stockage apparaît au bout de 4 h de charge et atteint 4,8% en fin de charge. Les tests réalisés par Lopez-Ferber *et al.* sur une unité plus petite ont montré 4% de pertes avec $T^*_{\text{threshold-ch}} = 0,20$ et jusqu'à 29% avec $T^*_{\text{threshold-ch}} = 0,80$ [52]. $T^*_{\text{threshold-ch}} = 0,34$ présente alors un bon compromis entre τ et Q_{bau} , avec une température de 190°C.

La quantité d'énergie stockée par l'isolant et perdue vers l'extérieur, $Q_{lateral}$, a augmenté de façon significative à partir de 5 h de charge et atteint une valeur de 6,3% en fin de charge. L'énergie stockée dans l'isolant n'est pas systématiquement perdue. Lopez-Ferber *et al.* ont pu la valoriser lors de la décharge, la chaleur de la paroi et de l'isolant étant cédée au fluide de transfert au même titre que la chaleur des particules [52].

En fin de charge, 89% de l'énergie fournie au stockage par l'air haute température est stockée par le matériau de stockage. Cela démontre que le processus de charge mis en oeuvre pour ce pilote à échelle industrielle est fiable, avec un compromis technico-économique entre le taux de charge et la chaleur fatale de charge.

2.6.1.6 Rendement de stockage/destockage

Le rendement de stockage/destockage est un paramètre essentiel pour l'évaluation du potentiel d'un système de valorisation de chaleur industrielle. La caractérisation de

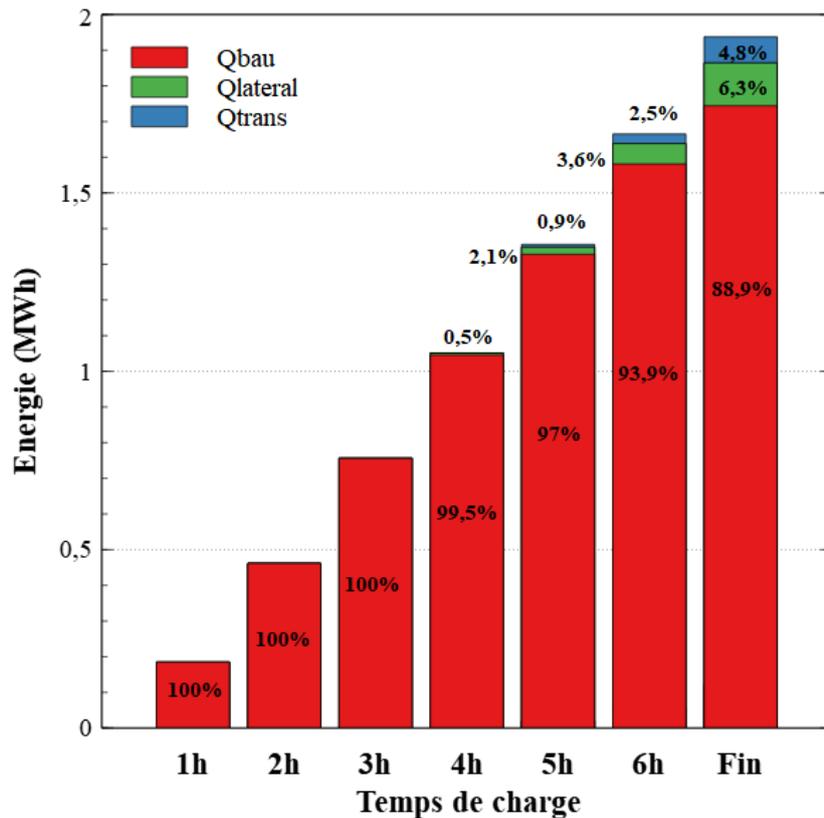


FIGURE 38 – Répartition enthalpique de l'énergie de charge (température de charge 525°C, débit de charge 0,58 kg.s⁻¹)

ce rendement constitue donc le point de référence de la plage d'utilisation du stockage, et permet une comparaison avec les autres essais expérimentaux. Comme défini par les équations 32 et 33, les rendements de stockage à la fois local et global sont utilisés. Tracer ces indicateurs en fonction de la température de décharge permet de montrer comment la qualité de la chaleur est affectée par le procédé de stockage et par le protocole de charge/décharge mis en œuvre. Cela souligne le potentiel impact de la géométrie sur les performances du stockage.

Le rendement local de stockage représente la capacité du lit de matériau entre la section A et la section C à valoriser de la chaleur (cf figure 30). Les 10 cm de lit de part et d'autre ne sont pas considérés car la température exacte d'entrée et de sortie n'est pas connue. Ainsi, le seul bilan thermique fiable qui peut être appliqué sur le lit est appliqué entre les sections A et C.

La figure 39 présente le rendement local de stockage en fonction de la température de sortie. Au début de la décharge, le rendement est de 0% et à une température de 525°C, le stockage n'ayant restitué aucune énergie. Lors de la décharge, le rendement augmente d'abord à température constante jusqu'à atteindre 40%. Après 40% de rendement, la température de sortie baisse progressivement jusqu'à atteindre 200°C, qui est la température de fin de décharge.

La température seuil de décharge dépend du procédé aval dans lequel la chaleur est valorisée. Conformément aux attentes, diminuer la température seuil de décharge permet d'augmenter le rendement de stockage. La diminution de la température seuil de décharge est due à l'extraction de la thermocline de la cuve de stockage, ce qui permet de valoriser

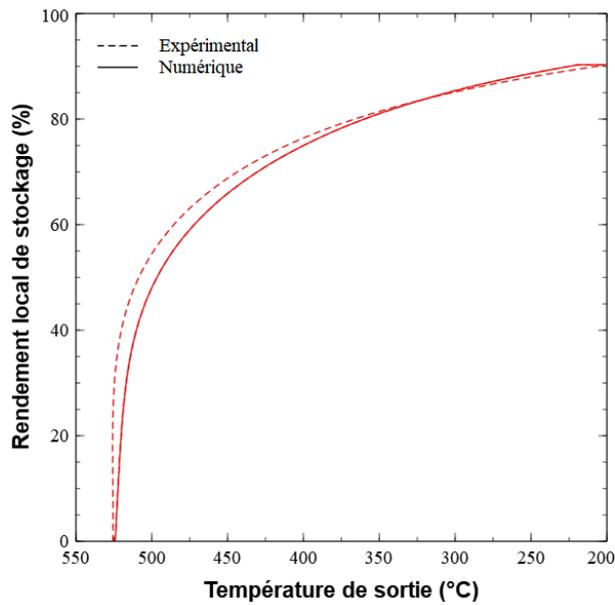


FIGURE 39 – Rendement local de stockage (température de charge 525°C , débit de charge $0,58 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, débit de décharge $0,65 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$)

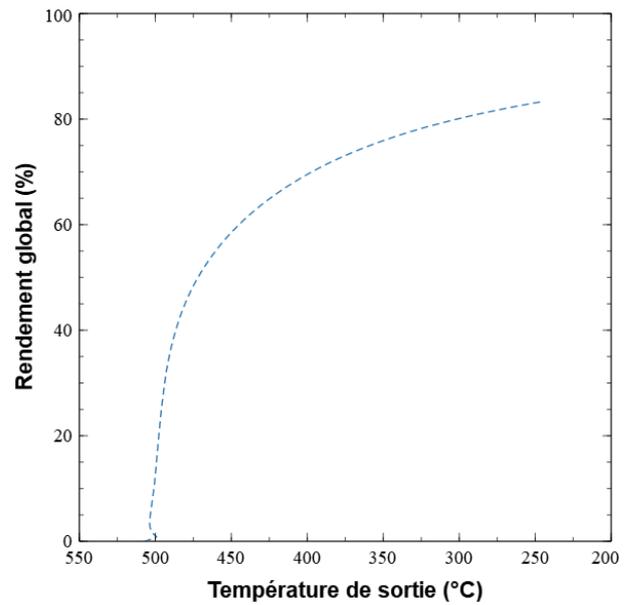


FIGURE 40 – Rendement global du stockage (température de charge 525°C , débit de charge $0,58 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, débit de décharge $0,65 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$)

d'autant plus de chaleur et donc d'augmenter le rendement. Le rendement local atteint 91% pour une température de décharge de 200°C , niveau thermique auquel la décharge a été arrêtée. Augmenter la température seuil de décharge à 350, 450 et 525°C conduirait à des rendements locaux de stockage de respectivement 81, 68 et 40%. Par conséquent, les indicateurs de performances dépendent fortement de la capacité du procédé aval à admettre une température variable. Un choix doit être fait entre la quantité et la qualité de la chaleur valorisée, contraint par la température seuil.

Il est important de mettre ces rendements en perspective. En effet, les résultats sont présentés pour un cycle unique à l'issue duquel l'énergie restant dans le stockage est considérée comme perdue. Si le stockage est amené à subir des cycles, l'énergie restante permet de réduire l'énergie de charge du cycle suivant. L'approche en régime cyclé est abordée dans la partie 2.6.2.

Le rendement local de stockage est bien modélisé. Un écart de 3% peut être noté entre les résultats expérimentaux et numériques à haute température, avec 15°C de différence pour un même rendement de 40%. Cela peut s'expliquer par la façon dont les données sont représentées. En effet, le rendement présente une forte sensibilité aux hautes températures, puisque celui-ci varie de 0 à 40% à une température de décharge constante. Par conséquent, un écart de quelques degrés du modèle résultera en des courbes distinctes.

Afin de vérifier qu'il s'agit bien d'un biais de représentation, une autre représentation des données est proposée. Les rendements numériques et expérimentaux sont tracés temporellement (figure 41). Le rendement local est de 0% en début de décharge, puis celui-ci augmente d'abord linéairement en fonction du temps, avant de fléchir à partir de 4 h jusqu'en fin de décharge où le rendement atteint 91% à 6 h de décharge. Le comportement linéaire des deux courbes s'explique par une décharge à puissance constante en début de

décharge. La courbe du rendement fléchit ensuite à cause de l'extraction de la thermocline, faisant chuter la température et donc la puissance de décharge. L'augmentation du rendement en fonction de temps est alors diminuée. Les courbes numérique et expérimentale sont superposées, ce qui indique une très bonne concordance modèle/expérience.

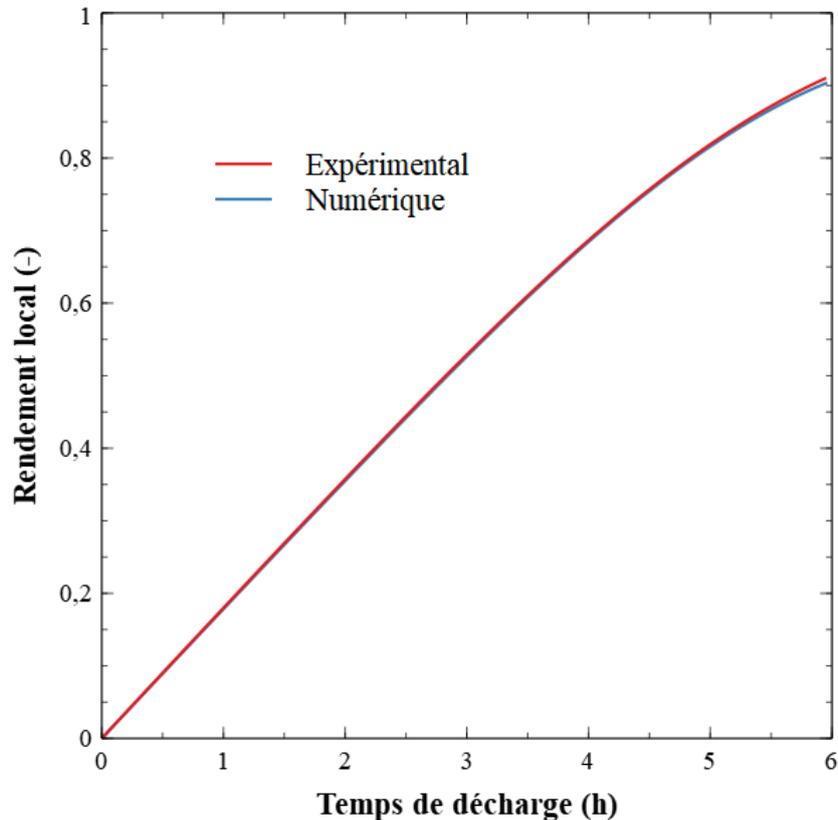


FIGURE 41 – Comparaison des rendements expérimental et numérique en fonction du temps de décharge (température de charge 525°C , débit de charge $0,58 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, débit de décharge à $0,65 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$)

Le rendement global de stockage présenté sur la figure 40 permet de compléter l'information donnée par le rendement local de stockage. En effet, le rendement global prend en compte l'ensemble des équipements thermiques du système de stockage situé en aval du thermocouple T1 (cf figure 29), y compris les gaines et diffuseurs, sièges de pertes thermiques et possédant une inertie thermique non négligeable. Le bilan d'énergie est appliqué sur l'air entrant et sortant de l'installation (thermocouple T1), et donc sur l'ensemble des équipements que celle-ci comporte. Le rendement global de l'installation est spécifique à ce banc de test, et atteint 83% quand la décharge est arrêtée. Une différence de température importante est notée entre la température moyenne de la section A et la température T1, due à une mauvaise isolation de la connexion entre le stockage et le châssis. Le rendement global s'approcherait du rendement local avec une meilleure isolation.

Le rendement local de stockage a atteint 91% en fin de décharge et non 100%. Les 9% de perte de rendement proviennent de l'énergie perdue lors de la charge sous forme de chaleur fatale, de la chaleur résiduelle est toujours stockée dans le lit en fin de décharge, mais la chaleur pourrait aussi avoir été dissipée sous forme de pertes thermiques. Une quantification est nécessaire afin de déterminer si le stockage est convenablement isolé.

2.6.1.7 Pertes thermiques aux parois

Les pertes thermiques sont estimées par un bilan thermique appliqué sur le stockage en fin de charge et en fin de décharge. Quand la décharge est stoppée à 200°C, 1,78 MWh de chaleur sont déchargés, et 0,07 MWh sont toujours stockés dans le lit de matériau puisque la thermocline n'est pas complètement extraite du stockage. La thermocline mesure alors 1,2 m, et occupe donc 39% du stockage. Il est alors possible d'estimer les pertes thermiques aux parois pendant le cycle charge/décharge, en utilisant l'équation 35. Les pertes thermiques aux parois est l'une des composantes de $Q_{lateral}$.

$$Q_{loss-w} = Q_{bau}(t_{end-ch}) + Q_{lateral}(t_{end-ch}) - (Q_{exc-d}(t_{end-d}) + Q_{bau}(t_{end-d})) \quad (35)$$

Où $Q_{bau}(t_{end-ch})$ est stockée par le matériau de stockage ; $Q_{lateral}(t_{end-ch})$ est l'énergie stockée par l'isolant plus l'énergie perdue vers l'extérieur pendant la charge ; $Q_{exc-d}(t_{end-d})$ est l'énergie déchargée, et $Q_{bau}(t_{end-d})$ est l'énergie résiduelle restant dans la cuve de stockage.

Ainsi, Q_{loss-w} représente les pertes thermiques aux parois pendant le cycle charge/décharge, qui est estimée à 1,0% de Q_{exc-d} , l'énergie déchargée. Le stockage est ainsi isolé de façon appropriée.

Cependant, des pertes significatives sont observées dans les gaines de l'installation, le rendement global étant de 83,4%. Par conséquent, l'isolation des gaines joue un rôle essentiel dans la limitation des pertes thermiques de la source de chaleur fatale jusqu'au stockage pour l'étape de charge, et du stockage jusqu'à l'équipement de valorisation pour l'étape de décharge.

Le comportement du stockage ayant été caractérisé pour un cycle de charge/décharge unique, il convient maintenant de s'intéresser à un enchaînement de cycles, correspondant davantage au comportement d'un stockage industriel utilisé quotidiennement.

2.6.2 Régime cyclé

Sur un cycle constitué uniquement d'une charge et d'une décharge, les premiers résultats ne dégagent pas réellement de comportement spécifique à la géométrie horizontale. Cependant, une utilisation prolongée du stockage, lors de l'enchaînement de cycles par exemple, permettrait davantage à la convection naturelle de s'établir. De plus, le front thermique se destratifie de cycle en cycle. Il convient alors de caractériser les performances du stockage avec ce fonctionnement. C'est pourquoi l'impact du régime cyclé a été évalué sur ce stockage horizontal.

2.6.2.1 Evolution de la température

L'Eco-Stock[®] n'est généralement pas déchargé intégralement, puisque le procédé aval impose une température seuil de décharge. L'énergie résiduelle après une décharge réduit l'énergie nécessaire pour la charge du cycle suivant, mais augmente aussi la destratification de la thermocline. Le nombre de cycle pour atteindre un régime cyclé stabilisé dépend

fortement des températures seuils de charge et de décharge imposées au stockage. L'Eco-Stock[®] a été chargé et déchargé trois fois consécutives afin d'observer la stabilisation des performances du stockage en fonction du nombre de cycles. Les températures seuil sont arbitrairement fixées à 170 ($T^* = 0.31$) et 380°C ($T^* = 0.75$) pour la charge et la décharge respectivement.

Un problème technique est survenu lors du premier cycle à la 5ème heure. La température de charge a été ainsi réduite de 525 à 500°C pendant le reste de la première charge. La température de charge a donc été maintenue à 500°C pour les 2ème et 3ème charges. La diminution de 25°C de la température de charge est prise en compte dans le modèle numérique. Les débits de charge et de décharge sont fixés respectivement à 0,58 kg.s⁻¹ et 0,65 kg.s⁻¹ pour l'ensemble des cycles.

Les profils de température expérimentaux permettent une validation du modèle plus poussée lors de plusieurs charges/décharges de suite. Les profils de température numérique et expérimentaux sont alors comparés. La figure 42 présente les profils des températures axiales du stockage en fin de charge et en fin de décharge pour chaque cycle, obtenus à la fois expérimentalement et numériquement. Les caractéristiques de chaque cycle sont présentés dans le tableau 4.

Expérimental	Cycle 1	Cycle 2	Cycle 3
Durée du cycle (h)	11,42	8,97	8,23
Durée de charge (h)	6,8	4,95	4,48
Taux de charge (%)	75	67	62
Durée de décharge (h)	4,61	4,02	3,75
Temps de repos entre charge et décharge (h)	0,42	0,27	0,15
Temps de repos entre décharge et charge (h)	0,13	0,05	-
Numérique			
Durée de charge (h)	6,5	4,9	4,65
Erreur (%)	4,41	1,01	-3,71
Durée de décharge (h)	4,65	4,15	3,8
Erreur (%)	-0,72	-3,32	-1,33

TABLE 4 – Caractéristiques des 3 cycles de charges/décharges (température de charge 525°C puis 500°C, débit de charge 0,58 kg.s⁻¹, débit de décharge 0,65 kg.s⁻¹), erreur représentant le pourcentage d'écart temporel entre modèle et expérience

La déstratification de la thermocline est visible de cycle en cycle, avec une diminution du gradient de température d'abord forte entre le premier et le deuxième cycle, puis plus modérée entre le deuxième et le troisième cycle. L'augmentation de la longueur de la thermocline réduit le temps de charge et la capacité de stockage car les températures seuil sont atteintes plus rapidement en sortie de stockage. Par conséquent, pour les mêmes températures seuil, le taux de charge diminue de 75% à 62% en trois cycles. Le taux de charge du premier cycle a été calculé avec une température de référence de 525°C, puis 500°C pour les cycles suivant. La durée des cycles décroît aussi de 11,42 h pour le premier cycle à 8,23 h pour le troisième cycle. Une réduction du temps de décharge est aussi remarquée, même si elle est moins conséquente. Les profils de température du stockage

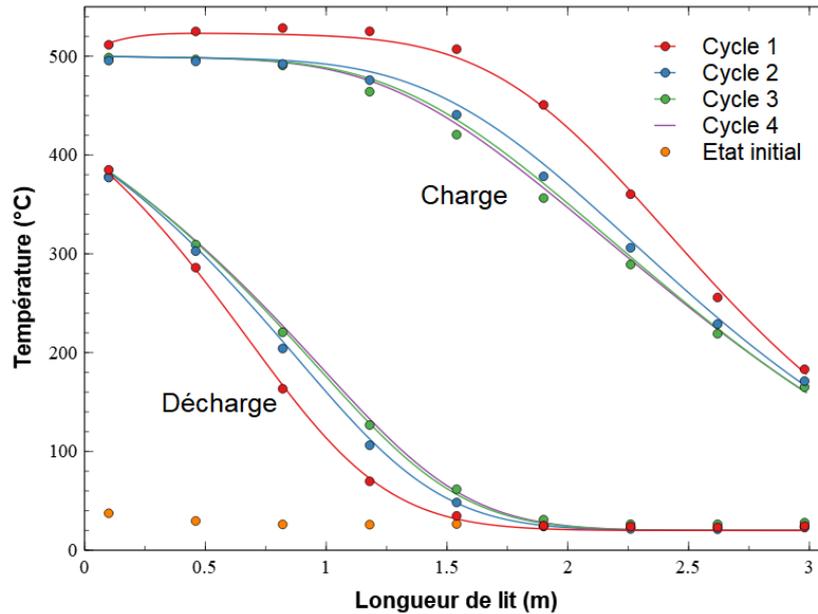


FIGURE 42 – Profils de température en fonction de la longueur du lit de stockage lors de 3 cycles de charge/décharge consécutifs (température de charge 525°C puis 500°C, débit de charge 0,58 kg.s⁻¹, débit de décharge 0,65 kg.s⁻¹)

sont bien modélisés, avec un maximum de 10 et de 5°C de différence pour la charge et la décharge respectivement. Le modèle étant piloté avec des températures seuils, le cyclage est susceptible de générer des écarts sur les temps de charge et de décharge, or ceux-ci restent inférieurs à 4,5% ce qui confirme la bonne adéquation entre le modèle et l'expérience.

Pour les températures seuils considérées ($T^*_{\text{threshold-ch}} = 0,31$ et $T^*_{\text{threshold-ch}} = 0,75$), les profils de températures peuvent être stabilisés après seulement quelques cycles. Fasquelle *et al.* ont montré que 3 cycles peuvent être nécessaires pour atteindre un régime stabilisé avec des conditions similaires ($T^*_{\text{threshold-ch}} = 0,3$ et $T^*_{\text{threshold-ch}} = 0,7$) mais avec de l'huile comme fluide de transfert [19]. Trois cycles ne sont pas suffisants dans notre étude pour que les profils de température puissent être parfaitement superposés, ce qui pourrait être expliqué par l'incident technique du premier cycle, ainsi que des temps de repos entre charge et décharge qui varient en fonction du temps. En réalité, les résultats numériques indiquent que le stockage pourrait atteindre un régime stabilisé à partir du 4^{ème} cycle.

Après avoir étudié le comportement du stockage grâce à ses profils de température, ses indicateurs de performances peuvent être analysés.

2.6.2.2 Rendement de stockage cyclé

Les performances du stockage lors d'un cycle de charge/décharge n'ont pas été affectées par la géométrie horizontale du stockage. En effet, le modèle a montré des résultats très proches de l'expérience, or celui-ci est unidimensionnel et ne comporte pas de composante de gravité. Il permet donc de modéliser un tel stockage même si la géométrie est horizontale. Le modèle semble indiquer que des performances similaires auraient pu être obtenues sur un stockage vertical pour un cycle comprenant une seule charge et décharge.

Cependant, lors d'un régime cyclé, les performances du stockage peuvent être davantage affectées, les effets de la convection naturelle pouvant s'accumuler au cours des cycles. Le rendement local de stockage étant le principal indicateur de performances, celui-ci a été tracé pour les trois cycles.

La figure 43 présente le rendement local de stockage en fonction de la température de décharge pendant les trois cycles, obtenus expérimentalement et par modélisation numérique. Pour les trois cycles, le modèle est parvenu à représenter de manière satisfaisante le rendement local de stockage. Pour la première décharge, la température de sortie commence à 512°C, avant d'atteindre 525°C. Cela s'explique par l'incident technique, qui a poussé à réduire la température de charge de 525 à 500°C pour la fin du premier cycle. Pour les second et troisième cycles, la température de charge atteint 500°C, ce qui est aussi la température de charge de ces cycles. La figure 43 montre que les performances de l'Eco-Stock[®] semblent déjà se stabiliser entre le deuxième et troisième cycles (respectivement les courbes C2 et C3), avec un maximum de 2% de différence. Cela indique que le comportement du stockage semble se stabiliser en quelques cycles pour ces conditions opératoires. Le rendement local de stockage augmente de 77% pour le premier cycle à 90% pour le troisième cycle. Le rendement est relativement faible lors des premiers cycles car il est affecté à la fois par les pertes thermiques et par la part d'énergie accumulée dans le stockage et non restituée lors de la décharge. Au fur et à mesure de la stabilisation, le stockage accumule de moins en moins d'énergie non valorisée d'un cycle à l'autre. Lorsqu'il n'y a plus d'accumulation d'énergie non valorisée d'un cycle à l'autre, le système atteint un régime stabilisé. Le rendement atteint alors une valeur constante et relativement élevée car elle n'est plus affectée que par les pertes thermiques vers l'extérieur. Par conséquent, l'énergie de charge diminue de cycle en cycle : Q_{air-ch} vaut 1,99 MWh pour le premier cycle et descend jusqu'à 1,45 MWh pour le troisième cycle. Pendant le cyclage, jusqu'à 90% de la chaleur du gisement peut être valorisée à une température supérieure à 380°C, prouvant la capacité du stockage industriel à stocker et valoriser de la chaleur efficacement.

Le comportement du stockage a été caractérisé dans un régime de référence avec une température de charge et un débit de fonctionnement constant. Les conditions opératoires des différents essais sont récapitulés dans le tableau 5. Ce tableau sera complété tout au long du chapitre.

	Nom de l'essai	Exp	Num	Température (°C)	Débit Charge (kg.s ⁻¹)	Débit décharge (kg.s ⁻¹)
Référence	1 cycle	x	x	525	0,58	0,65
	3 cycles	x	x	525 puis 500	0,58	0,65

TABLE 5 – Tableau récapitulatif des essais

Ces essais ont permis de mesurer les performances du stockage lors de ce régime de référence. Il est maintenant possible de s'intéresser à la définition d'un plage d'utilisation pour ce stockage, en appliquant différentes contraintes sur les gisements de charge.

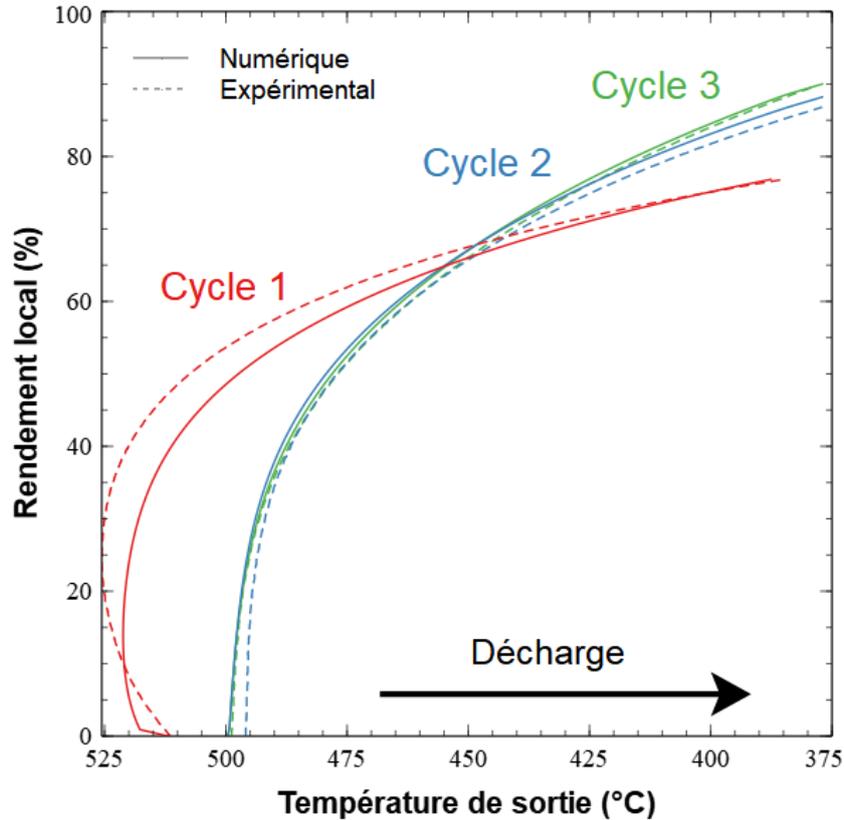


FIGURE 43 – Rendement local lors de 3 cycles de charge/décharge consécutifs (température de charge 525°C puis 500°C, débit de charge 0,58 kg.s⁻¹, débit de décharge 0,65 kg.s⁻¹)

2.7 Robustesse d'utilisation

Comme établi dans le Chapitre 1, la littérature illustre de nombreux travaux sur des prototypes de taille inférieure à 1 MWh, étudiés avec des températures et des débits constants afin de pouvoir valider les corrélations utilisées pour calculer les échanges thermiques ou les performances de nouveaux matériaux. Or la majorité des cas d'applications réels, qu'ils soient dans les applications solaires, chaleur fatale ou valorisation d'énergie renouvelable, présentent des variations de température et de débit, et des périodes de repos.

Dans le cadre de la valorisation d'électricité issue de sources renouvelables, le rôle du stockage est l'équilibrage du réseau par l'absorption des pics de puissance de ces énergies intermittentes. La puissance électrique convertie en chaleur et stockée doit alors être ajustée en permanence. Le débit de charge d'un potentiel stockage varierait alors fortement, avec une température de charge généralement maintenue constante. Les conditions de fonctionnement d'un stockage thermique intégré à ces procédés changent donc en permanence.

Les centrales solaires à concentration font aussi face à de nombreux phénomènes qui affectent des conditions idéales de charge et de décharge du stockage :

- Le rayonnement solaire varie tout au long de la journée, avec une puissance croissante le matin, un maximum au midi solaire, et une puissance décroissante en fin d'après midi ou en début de soirée. L'indicateur permettant de suivre l'évolution de l'énergie solaire est l'Irradiation Normale Directe (Direct Normal Irradiance, DNI

en anglais), qui mesure la puissance radiative reçue par mètre carré de surface perpendiculaire au soleil à l'exclusion du rayonnement diffus, qui varie généralement de 0 à 1000 W/m². Ainsi, les héliostats et le débit qui circule au sein des récepteurs solaires doivent faire l'objet d'un contrôle permanent pour maîtriser la puissance solaire transmise au fluide de transfert de la centrale.

- Des passages nuageux peuvent faire chuter brutalement le rayonnement reçu par le récepteur solaire. La température du fluide de transfert est alors immédiatement affectée, et le débit est corrigé de manière à obtenir une température de fluide la plus stable possible. Bien que les récepteurs, fluides de transfert et autres équipements possèdent une inertie thermique permettant de compenser une baisse de puissance, celle-ci n'est parfois pas suffisante pour que le fluide sorte du champ solaire à une température constante.

Dans le cas de la valorisation de chaleur fatale industrielle, celle-ci se distingue par la plus forte disparité de gisement à la fois en température et en débit, ce qui complique la valorisation de la chaleur industrielle. Quelques exemples de gisement de chaleur fatale sont donnés sur les figures 44 et 45 afin d'introduire les différents types de contraintes qui sont appliquées au stockage. Le premier exemple provient d'une aciérie et l'autre d'une unité de production de céramique. Ces deux secteurs font partis de ceux émettant le plus de chaleur fatale à haute température.

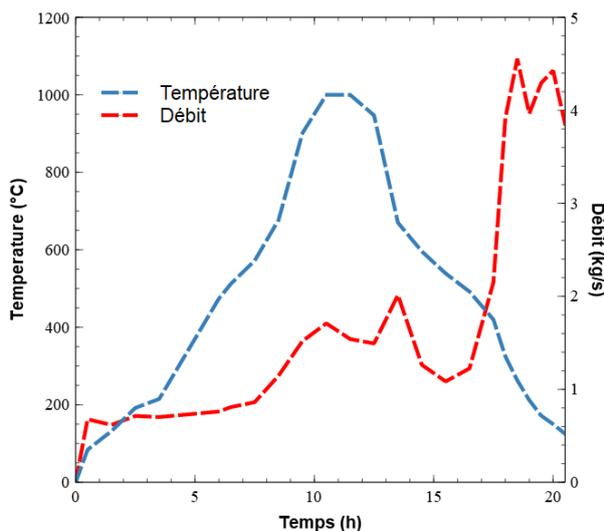


FIGURE 44 – Exemple d'un gisement de chaleur d'un céramiste (Eco-Tech Ceram)

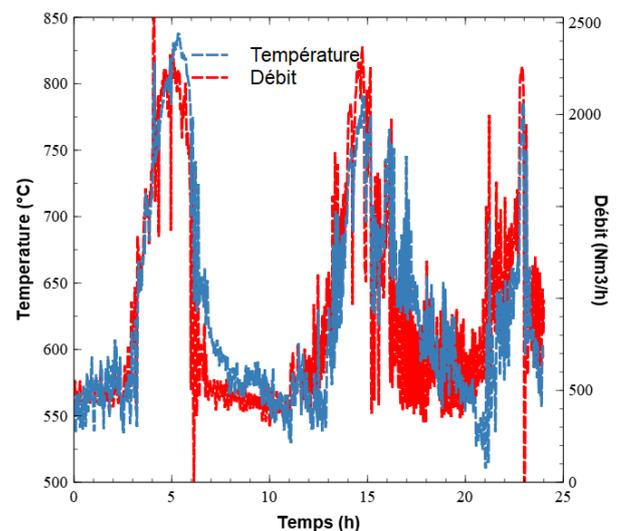


FIGURE 45 – Exemple d'un gisement de chaleur d'une aciérie (Eco-Tech Ceram)

Ces deux gisements sont difficiles à valoriser, car leur température et leur débit varient énormément. La variation est de plusieurs centaines de degrés pour la température et un débit pouvant être multiplié jusqu'à 4 lors d'un même cycle. L'implantation d'un stockage permettrait de faciliter la valorisation, transformant un gisement variable en une source de chaleur maîtrisée. Ainsi, différentes contraintes sont appliquées à l'Eco-Stock[®].

Pour l'ensemble de ces applications, le stockage fonctionnerait dans des régimes dégradés. Cependant, la robustesse face à des conditions dégradées n'a fait l'objet que d'une étude, celle de Lopez-Ferber *et al.* [52], sur un prototype de 45 kWh. La robustesse du stockage est définie comme l'aptitude du stockage à fonctionner sur une plage d'utilisation

étendue sans pour autant affecter ses performances. Il s'agit ici de démontrer la capacité du stockage thermocline industriel à fonctionner avec de telles conditions de fonctionnement dégradées, d'étendre la plage de contraintes auxquelles le stockage est soumis, ainsi que de tester des gisements de chaleur propre à chaque type d'application du stockage thermocline.

Trois types de contraintes sont distinguées : les variations de température, les variations de débit, et le régime opératoire, mêlant variation de température et de débit, et des périodes de repos. Chaque variation (température, débit et opération) est étudiée séparément afin de déterminer quelles contraintes affectent le stockage de manière significative et dans quelles proportions. Chaque contrainte fait l'objet d'une analyse expérimentale et numérique, afin de montrer la robustesse d'utilisation du stockage ainsi que ses limites. L'influence de la température de charge est d'abord étudiée.

2.7.1 Robustesse vis à vis des variations de température de charge

2.7.1.1 Essais expérimentaux de référence

Les variations de température des chaleurs fatales peuvent être brutales et de l'ordre de plusieurs centaines de degrés [106]. Une option consiste à diluer le gisement avec de l'air frais de manière à faire chuter et stabiliser la température, mais cela réduit le potentiel thermique à valoriser. Par conséquent, il est préférable de ne pas diluer le gisement et d'alimenter directement le stockage avec une température variable. La robustesse du stockage vis-à-vis des variations de la température de charge est alors étudiée.

Le stockage est donc soumis à des variations brutales de température, en forme de créneaux. Le signal créneaux possède deux caractéristiques : une amplitude de température, ainsi qu'un temps caractéristique, présentés sur la figure 46. La capacité du stockage à lisser le gisement est évaluée par la suite en fonction de ces deux paramètres.

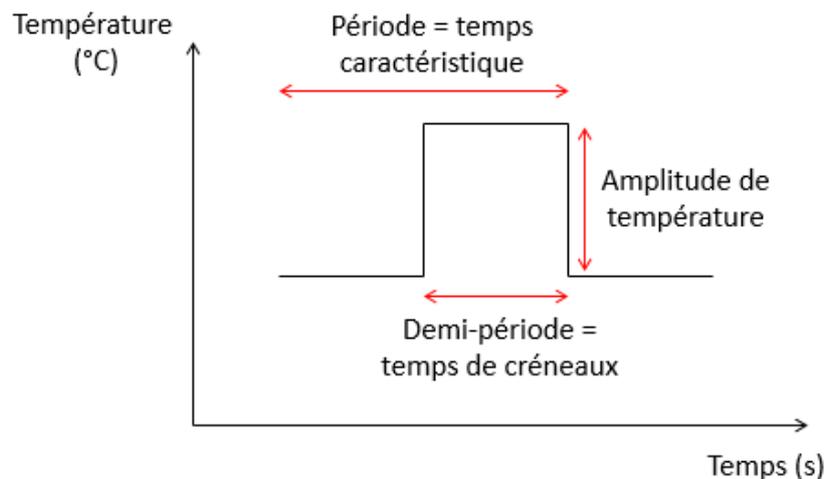


FIGURE 46 – Schéma du motif créneaux du gisement de chaleur

Le protocole expérimental mis en oeuvre lors de l'essai a consisté à faire varier la température de charge entre 320 et 500°C toutes les 30 minutes jusqu'à la fin de charge, déterminée par une température en sortie de stockage de 190°C. Le débit de charge lors de cet essai a été fixé à 0,58 kg.s⁻¹. La décharge a ensuite été effectuée avec de l'air ambiant à 15°C et un débit de 0,65 kg.s⁻¹. Cet essai est comparé à une charge expérimentale de

référence à une température de charge constante de 410°C , c'est-à-dire la température moyenne de 500 et 320°C .

Afin de déterminer un éventuel écart entre la température de consigne et la température d'alimentation du stockage, celles-ci ont été tracées sur la figure 47. La température effectivement mesurée à l'entrée du stockage ne correspond pas rigoureusement à la consigne, celle-ci ayant naturellement été perturbée par l'inertie thermique des équipements situés entre les canons à air chaud et le stockage, comme les gaines, les vannes et le diffuseur. Ainsi, les variations effectives de température à l'entrée du stockage ne correspondent pas à des créneaux, mais varient effectivement entre 320 et 500°C . De même, sur site industriel, avec des longueurs de gaines conséquentes, il est possible que celles-ci jouent un rôle de filtre thermique grâce à leur inertie.

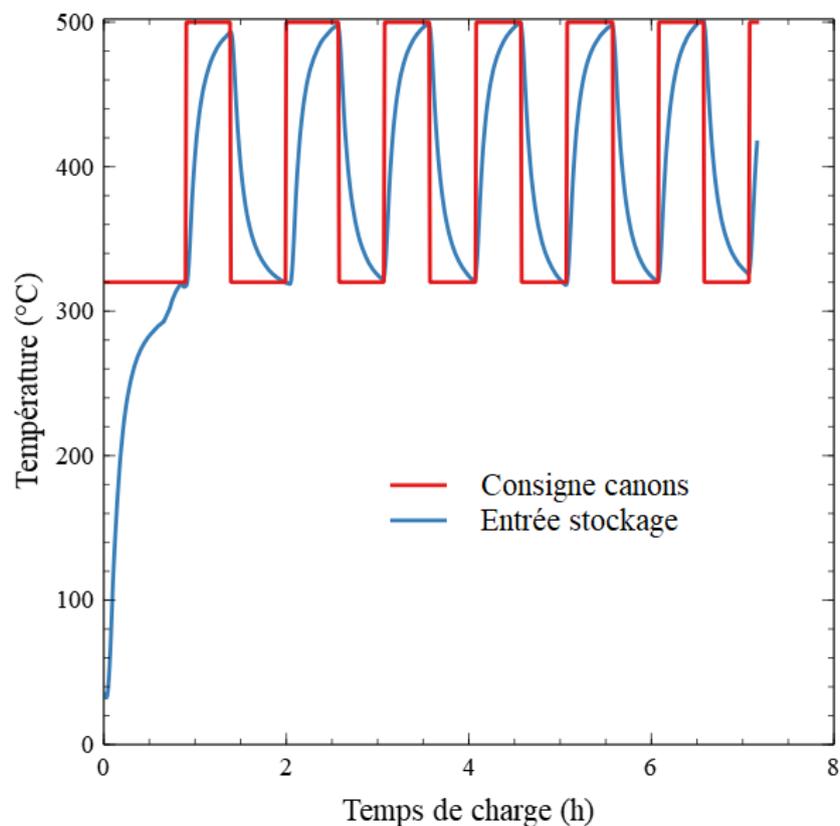


FIGURE 47 – Consignes en température de l'essai créneaux (température de charge 320°C - 500°C , alternance toutes les 30 min, débit charge $0,58 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$)

La capacité du stockage à amortir de telles variations de températures peut être observée en traçant la température des thermocouples au sein du stockage (figure 48). Pour chacune des courbes, l'abscisse (en mm) des thermocouples correspondants est indiquée.

L'inertie thermique du circuit aéraulique et de seulement 100 mm de lit de céramique a permis de diviser l'amplitude des variations de la température d'entrée par 4, le thermocouple oscillant de seulement 50°C , autour d'une valeur moyenne de 410°C . Les variations sont très fortement amorties au bout de 460 mm de lit, position à laquelle la température du thermocouple n'oscille plus que de quelques degrés autour de 410°C , température moyenne d'entrée. Une faible couche du stockage agit donc comme tampon thermique vis-

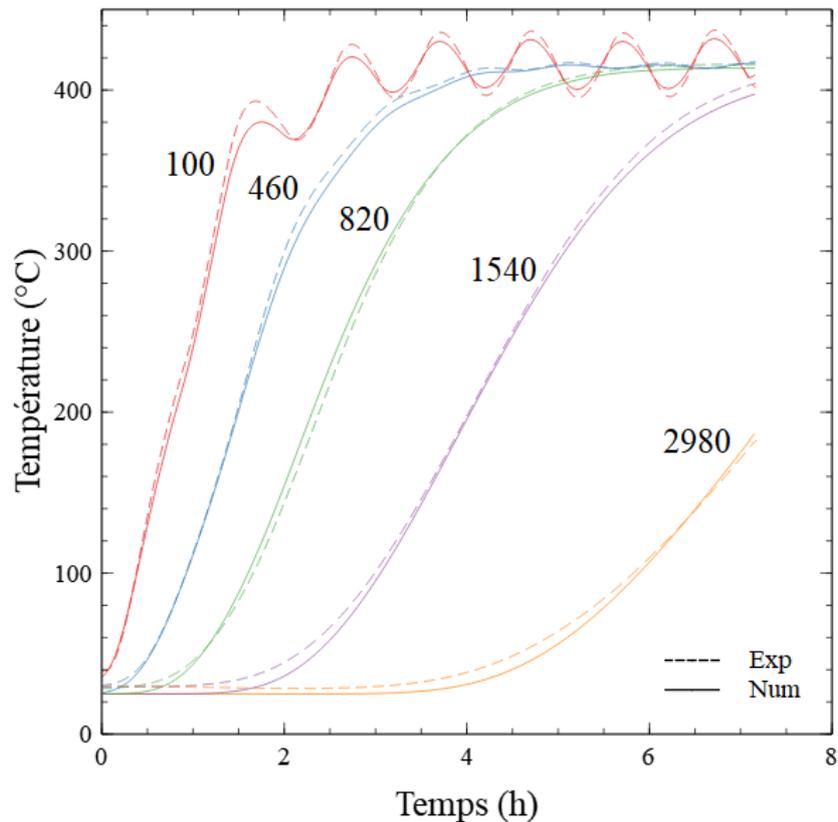


FIGURE 48 – Evolution de la température des thermocouples dans le stockage, la position de chaque thermocouple dans le stockage étant donnée en millimètres (température de charge 320°C-500°C, alternance toutes les 30 min, débit charge 0,58 kg.s⁻¹)

à-vis du gisement de chaleur. L'unité expérimentale et le modèle numérique présentent ainsi tous les deux une robustesse très satisfaisante vis-à-vis des variations de la température de gisement. En effet, l'unité expérimentale permet d'absorber 100% des variations du gisement, et le modèle est capable de modéliser ce phénomène de façon très précise avec une erreur inférieure à 2%, ce qui est du même ordre de grandeur que l'erreur de mesure.

Le stockage agit alors comme un filtre thermique, c'est-à-dire qu'il est capable de lisser un signal de température qui oscille. Cet effet de filtre thermique est illustré une nouvelle fois pour le même essai expérimental sur la figure 49 à l'aide des profils de température du stockage. Les profils de température expérimentaux et numériques sont tracés toutes les deux heures jusqu'à la fin de l'essai. On constate que les températures de charge de 320 et 500°C d'une forme crénelée sont maintenant converties en un palier de température de 410°C. Le stockage est donc capable de stocker une ressource avec une température variable sous forme d'une température uniforme, qui est la température moyenne du gisement. La thermocline n'est apparemment pas affectée, puisque sa longueur vaut environ 1,5 m, soit autant que pour l'essai de référence à 525°C.

Le modèle est capable d'accepter des fortes variations de température. Il est aussi stable malgré l'actualisation de ses conditions aux limites toutes les trois minutes, ce qui lui confère une certaine robustesse.

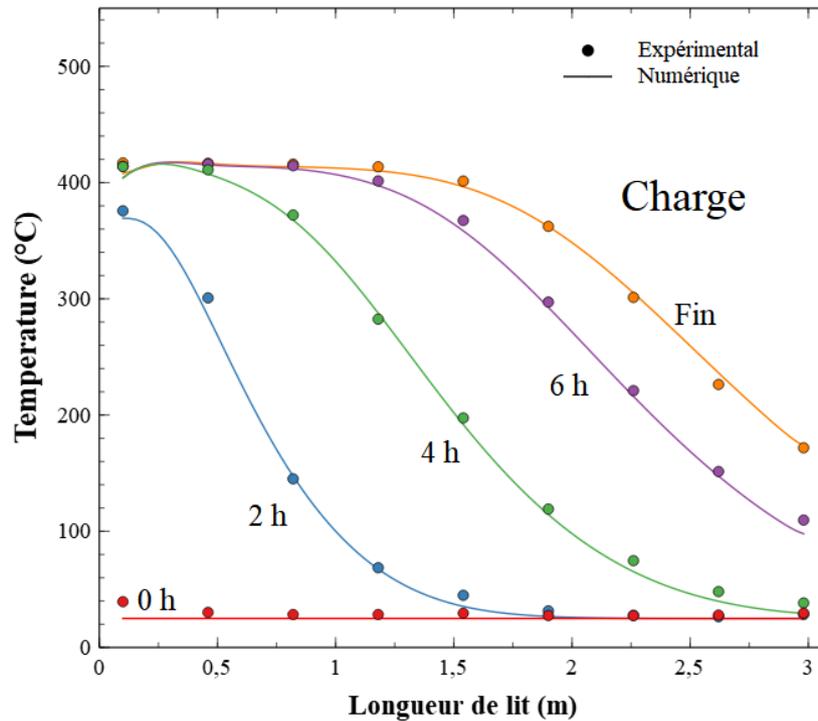


FIGURE 49 – Profils de température expérimentaux et numériques de l’essai créneaux (température de charge 320°C-500°C, alternance toutes les 30 min, débit charge 0,58 kg.s⁻¹)

La stratification thermique n’a pas été affectée par les variations de température, ce qui indique une certaine robustesse du stockage. Celle-ci doit être mise en évidence par le calcul des rendements. Sur la figure 50, les rendements des essais « créneaux » expérimentaux, numériques et référence sont tracés en fonction de la température de sortie de l’unité, correspondant à un temps croissant. Pour chacun des essais, plus de 40% de l’énergie est restituée à une température constante de 410°C, qui est la température moyenne de charge. La température de sortie baisse ensuite, ce qui est dû à l’extraction de la thermocline de la cuve. Les deux essais ont un comportement identique, prouvant la capacité du stockage à amortir la variation de température de charge sans affecter son rendement.

La figure 50 permet d’évaluer le rendement du stockage en fonction de la température de valorisation voulue. Il est ici de 76% pour 300°C et de 85% pour 200°C. Le rendement est, par conséquent, très dépendant de la température de valorisation qu’admet le procédé énergétique aval.

Le modèle semble sous-estimer légèrement le rendement en premier lieu. En réalité, il ne s’agit que de la manière dont le rendement est représenté, qui est très sensible à la température de décharge en début d’essai. En revanche, il surestime de 3% le rendement pour des températures de décharge faibles, ce qui reste acceptable compte tenu des variations de conditions aux limites fortes appliquées au modèle.

Le stockage thermique a permis de lisser le gisement « créneaux » à sa température moyenne et ce, sans dégradation de la thermocline vis-à-vis de l’essai témoin. Il peut donc transformer un gisement à température variable en une source de chaleur à température constante tant que la thermocline n’est pas extraite du stockage (son extraction ferait

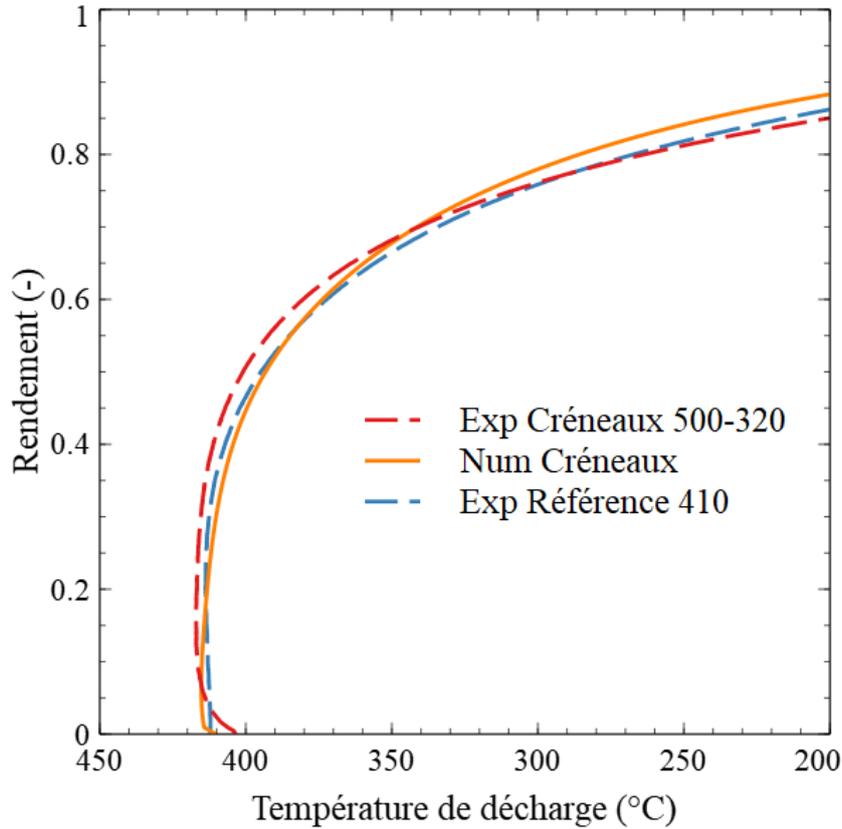


FIGURE 50 – Rendement de l'essai "créneaux" (température de charge 320°C-500°C, alternance toutes les 30 min, débit charge 0,58 kg.s⁻¹), comparé au rendement du modèle, ainsi qu'à un essai expérimental à température de charge constante de 410°C

chuter la température de sortie). Il est ainsi pertinent d'utiliser un stockage thermique lors de fortes variations de la température de chaleur fatale.

2.7.1.2 Sensibilité à l'amplitude de température

Une hypothèse est que le stockage pourrait a priori filtrer les variations de température du gisement, et ce quelle que soit l'amplitude de température en entrée de stockage. Afin de confirmer cette hypothèse, une modélisation a été effectuée pour un écart de température plus grand, de 500°C. La température haute du créneau est alors 825°C et la température basse 225°C. Cette modélisation peut être comparée avec l'essai de référence réalisé à 525°C, pour lequel les données expérimentales et numériques ont déjà été présentées en partie 2.6.1. En augmentant l'amplitude du créneau de 180°C (pour l'essai 320°C-500°C) à 500°C (pour l'essai 225°C-825°C), le gisement présente alors une contrainte plus forte, qui pourrait dégrader davantage le front thermique caractérisé par le profil de fin de charge. Les profils de température de fin de charge sont tracés sur la figure 51.

A partir de 0,75 m de lit, les profils de température sont identiques, avec une thermocline qui occupe 1,75 m de lit. La courbe côté chaud descend à environ 400°C car la charge s'est terminée à une température de 225°C. Même avec une variation de 500°C, le stockage semble pouvoir amortir la variation de température à la moyenne de la température du gisement, c'est à dire 525°C. La stratification de la thermocline n'a pas été modifiée par ce protocole. La capacité du stockage à absorber les variations de température du gisement

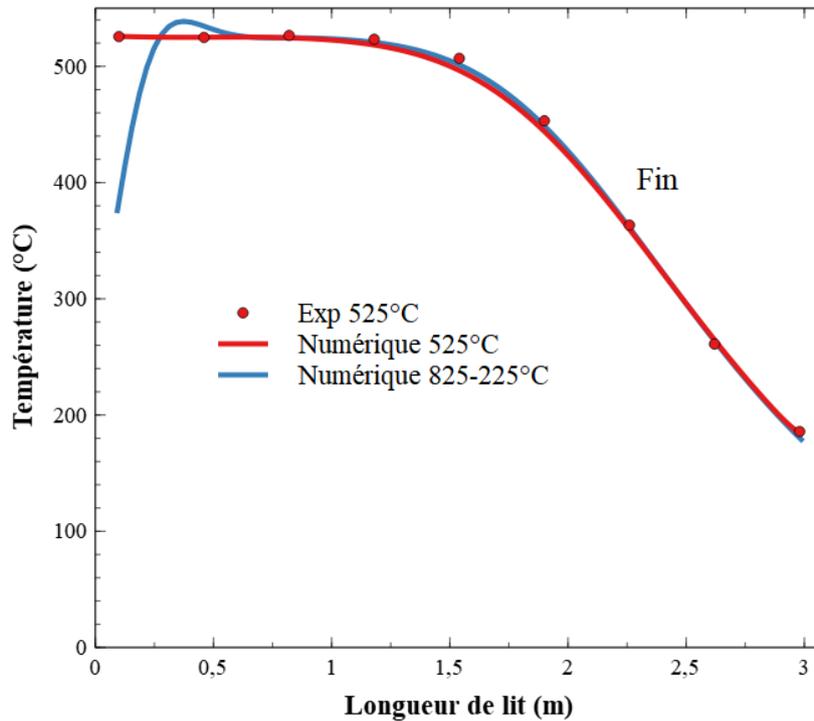


FIGURE 51 – Comparaison des profils de fin de charge pour des variations de température type créneaux de 225°C-825°C (débit de charge 0,58 kg.s⁻¹)

semble ainsi être indépendante de l'amplitude de variation de la température. Des essais expérimentaux complémentaires pourraient permettre de valider cette hypothèse.

Le signal créneau possède deux paramètres : son amplitude et son temps caractéristique. L'amplitude ayant été étudiée, il s'agit maintenant de s'intéresser au temps caractéristique du gisement.

2.7.1.3 Sensibilité à la variation du temps caractéristique

La période caractéristique du créneau de température peut par ailleurs avoir une influence sur le stockage. L'Eco-Stock[®] a permis de lisser expérimentalement le gisement référence présenté sur la figure 47, pour une variation de 180°C toutes les 30 minutes. Une hypothèse est que la sollicitation du stockage avec un signal de période inférieure à 30 min ne perturberait pas a priori la capacité de filtre du stockage thermique. Il est possible de le vérifier aisément à l'aide du modèle numérique. Deux modélisations ont été effectuées avec des temps caractéristiques de créneaux de 15 minutes et de 30 minutes. Afin d'observer une éventuelle différence de stratification thermique, les profils de température de fin de charge sont tracés sur la figure 52.

Les deux profils de température de fin de charge sont parfaitement superposés, avec une thermocline identique. Le seul point de divergence se situe au niveau du côté chaud, puisque 30 cm de stockage sont nécessaires pour filtrer le signal de 15 minutes contre environ 60 cm pour un signal de 30 cm. Cette linéarité apparente sera traitée dans le chapitre suivant. Des profils de température identiques et des débits de décharge identiques conduiraient à des performances identiques pour ces deux modélisations. Diminuer encore le temps caractéristique du créneau n'aurait pas d'impact sur les performances du

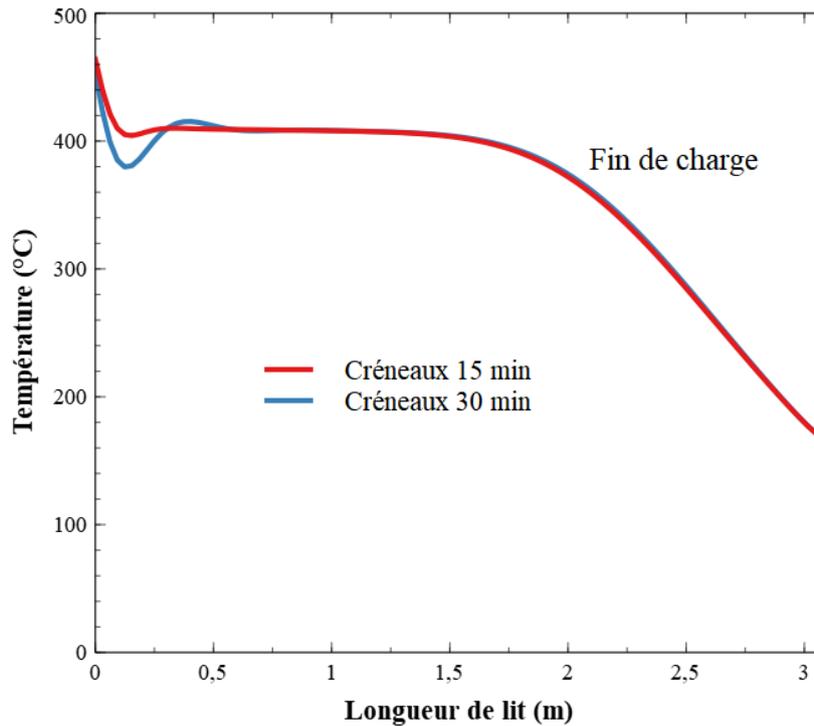


FIGURE 52 – Profils simulés de fin de charge des essais "créneaux" 15 min et 30 min (température de charge 320°C-500°C, débit de charge 0,58 kg.s⁻¹)

stockage. De plus, des variations sur des échelles de temps inférieures à 15 min sont rares sur les gisements de chaleur fatale.

Par ailleurs, il est possible d'augmenter la contrainte sur le stockage en augmentant le temps caractéristique des créneaux. En augmentant suffisamment la durée du créneau, il serait alors possible de déstratifier complètement le stockage, de manière à ne plus avoir de palier de température au sein du stockage. Des simulations numériques ont été réalisées en augmentant la période des créneaux jusqu'à obtenir une perturbation dans le profil de température du stockage. Avec une demi-période de 1,5 h, une perturbation du profil est effectivement observée, une expérimentation équivalente sur pilote a aussi été effectuée. Afin d'illustrer la déstratification liée à un temps caractéristique long, les profils de température simulé et expérimental de fin de charge sont tracés sur la figure 53.

Un tel gisement a perturbé la stratification thermique, et le palier classiquement observé dans le cas du stockage de type thermocline n'apparaît plus. Le stockage thermocline ne peut alors plus décharger sa chaleur à une température constante, mais plutôt dans une gamme de températures hautes. Le modèle parvient à représenter le comportement expérimental du stockage, et résiste donc à des contraintes fortes sur la température de charge. Dans la moitié du stockage côté froid, le gradient paraît identique à ceux observés précédemment, avec la thermocline occupant environ la moitié du stockage.

L'une des limites du stockage thermocline est ainsi mise en évidence. Certains gisements de température, propres aux chaleurs industrielles, avec des temps caractéristiques longs, pourraient alors nuancer le concept de thermocline, puisque le stockage thermique ne comporte alors plus trois zones distinctes (zone chaude, zone froide et gradient).

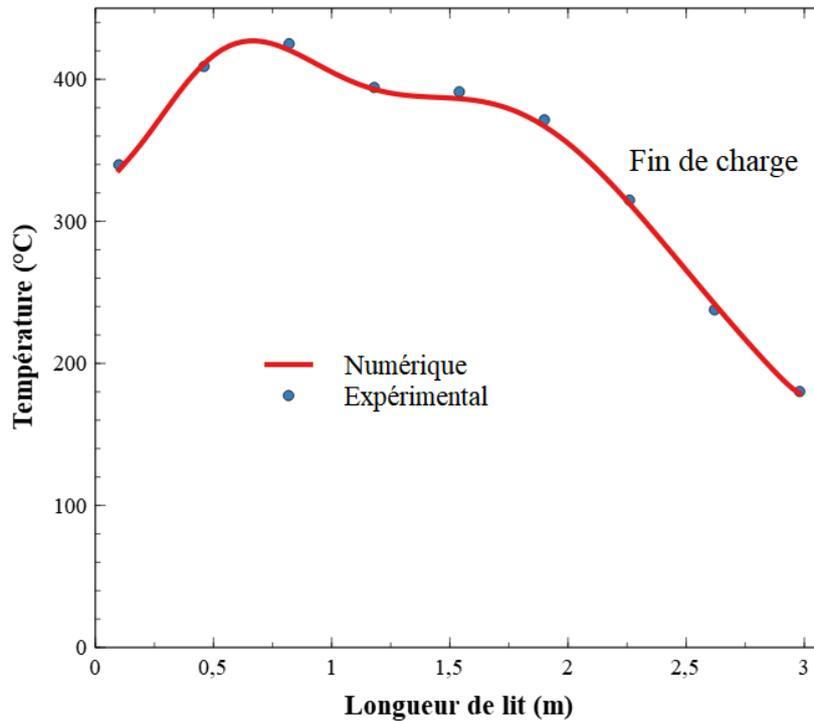


FIGURE 53 – Profils de fin de charge de l'essai créneau avec perturbation (température de charge 520°C/320°C, demi-période 1,5h, débit de charge 0,58 kg.s⁻¹)

La front de chaleur du stockage étant moins stratifié, les performances du stockage peuvent être altérées, caractérisées par le rendement local de stockage. Celui-ci a été tracé sur la figure 54. Le graphe indique que la température de décharge du stockage créneau commence à 350°C pour l'essai "créneaux 1,5 h" contre 400°C pour l'essai "créneaux 0,5 h". La température de décharge augmente ensuite jusqu'à atteindre un maximum de 420°C, avant de diminuer. Le stockage n'est donc plus capable de restituer. Si l'on considère uniquement la température moyenne de charge de 410°C, l'essai 0,5 h permet de restituer 40% de la chaleur à cette température, contre 17% pour l'essai 1,5 h. En revanche, avec des températures seuils plus faibles, inférieures à 350°C, les performances des deux essais convergent. Des rendements de 66%, 76% et 82% sont atteints pour des températures seuil de décharge respectives de 350, 300 et 250°C.

La température de début de décharge est relativement basse, ce qui peut être problématique. En effet, si le procédé aval définit par exemple une température seuil de 380°C, le début de la décharge du stockage ne peut être valorisé et doit être évacué par la cheminée. Dans ce cas, le rendement diminuerait fortement. Ainsi, la capacité du procédé aval à accepter une température variable est sollicitée dès le début de la charge, et non en fin de décharge comme c'est habituellement le cas. L'augmentation de la température de décharge est le résultat de la vague thermique observée sur le profil de température. La température de sortie augmente jusqu'à atteindre un maximum de 420°C, avant de diminuer du fait de l'extraction de la thermocline. Le stockage n'est donc plus capable de restituer la chaleur stockée à une température constante. Les indicateurs de performances spécifiques aux hautes températures sont alors fortement dégradés. Le rendement atteint cependant plus de 85% pour une température de décharge de 200°C, ce qui indique une forte dépendance de la performance du stockage aux températures seuils des équipements auxquels il est intégré.

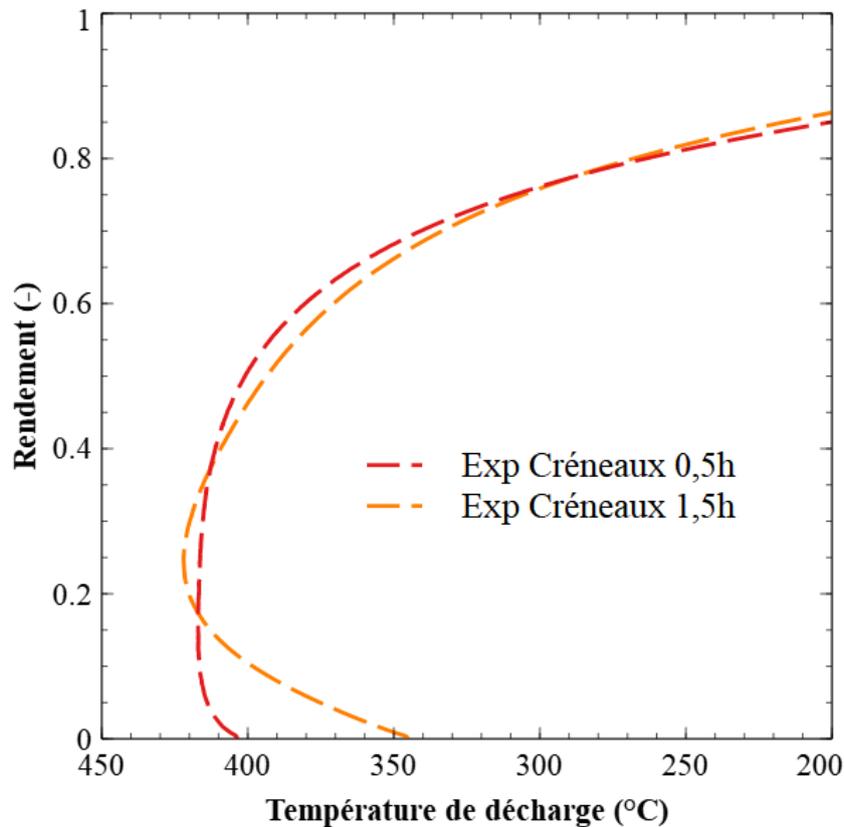


FIGURE 54 – Comparaison des rendements locaux des essais expérimentaux "créneaux" 0,5h et 1,5h (température de charge 320°C-500°C, demi-période 0,5 et 1,5h, débit de charge 0,58 kg.s⁻¹, débit de charge 0,65 kg.s⁻¹)

Les gisements ne peuvent pas tous être représentés par des créneaux de température. Des rampes de température de gisement sont fréquemment identifiées dans la valorisation de chaleur fatale. Il convient ainsi d'y porter une attention particulière.

2.7.1.4 Rampe de température

Sur les deux exemples de chaleur fatale, le gisement est composé de rampes de température. Afin de déterminer l'impact de cette rampe de température sur le stockage, un essai expérimental a donc été réalisé avec une température de charge croissante, illustrée sur la figure 55. La température seuil de charge est fixée à 170°C. La température de charge augmente linéairement de 100 à 520°C de 0 h à 7 h de charge, et est maintenue constante jusqu'à la fin de charge à 7,4 h.

L'impact de la rampe de température sur la stratification thermique du stockage peut être observé grâce aux profils de température. Les profils de température de charge sont tracés toutes les deux heures sur la figure 56. Les profils de température apparaissent comme des droites parallèles au sein du stockage. La température seuil de charge est atteinte sans qu'aucune zone à température uniforme ne soit créée.

En effet, dans le cas d'une température de charge croissante, le matériau situé à l'entrée de la cuve monte en température et se rapproche progressivement de la température de charge. Dans le cas de référence, le moment où le matériau atteint la température de

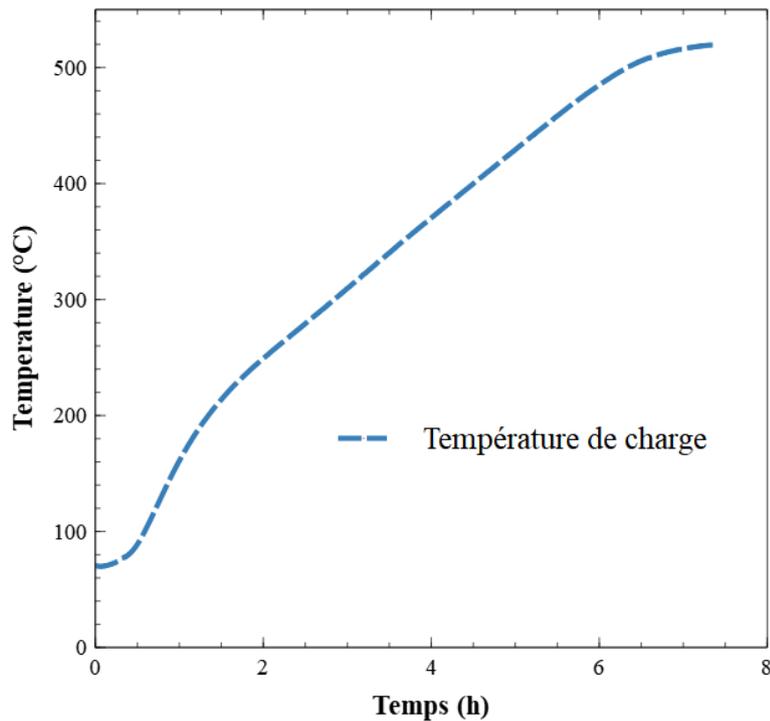


FIGURE 55 – Température de charge de l’essai rampe (température de charge 100°C à 520°C, débit de charge 0,58 kg.s⁻¹, débit de décharge 0,65 kg.s⁻¹)

charge correspond au début de la création de la zone chaude au sein de la thermocline, qui s’éloigne ensuite progressivement au sein du stockage. Or avec une rampe croissante de température pendant l’ensemble de l’essai, le matériau n’atteint jamais la température de charge. Il n’y a donc pas de zone chaude ou froide dans le stockage.

La dégradation de la stratification peut être mesurée avec le rendement local de stockage, qui est l’indicateur de performance. Le rendement local de stockage a été tracé sur la figure 57. Comparé au rendement de l’essai de référence (charge à température constante de 525°C), le stockage n’a pas pu cette fois-ci restituer de la chaleur à température constante. La température décroît quasi-linéairement en atteignant 40% de rendement pour une température de décharge de 450°C, soit 25% de moins que l’essai de référence. Le rendement du stockage est donc fortement affecté par la rampe de température.

Le modèle numérique se révèle moins précis pour cet essai, avec un écart croissant avec l’expérimental atteignant jusqu’à 4% de variation à 200°C. Cet écart légèrement plus important ne semble pas provenir d’une erreur de modélisation, mais plutôt de l’état initial du stockage. Le stockage n’était pas parfaitement à température ambiante lors du début de la charge. La température à coeur était de 70°C mais les températures du haut de la cuve atteignaient presque 200°C. Cette perturbation transversale peut être la cause de l’écart entre le modèle et l’expérience et il n’est pas possible de prendre en compte une hétérogénéité transversale de température dans un modèle à une dimension.

Après avoir réalisé des essais de référence, la robustesse du stockage aux variations de température a été étudiée. Le tableau récapitulatif des essais est présenté dans le tableau 6.

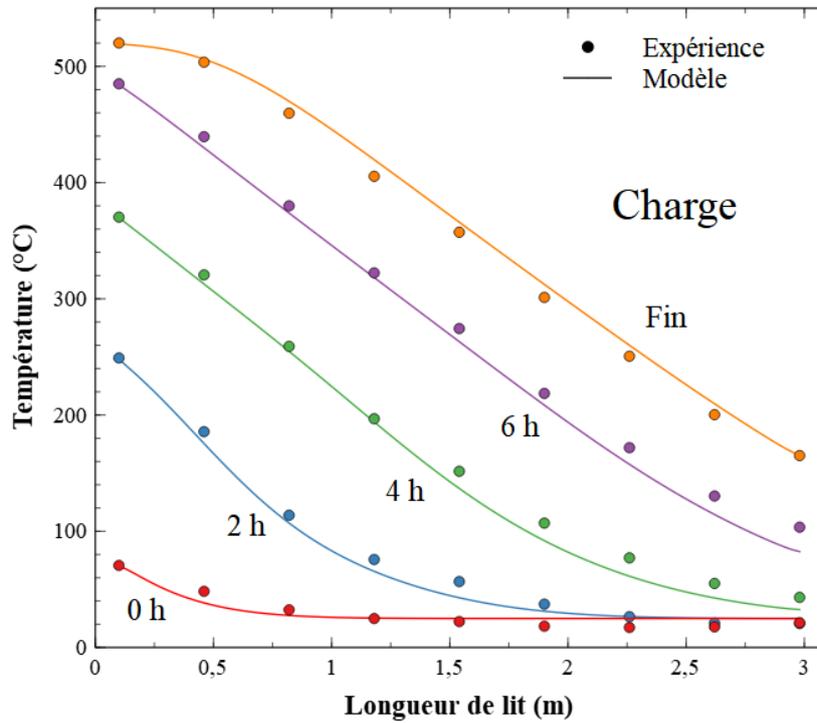


FIGURE 56 – Profils de température de l'essai rampe température (température de charge 100°C à 520°C, débit de charge 0,58 kg.s⁻¹)

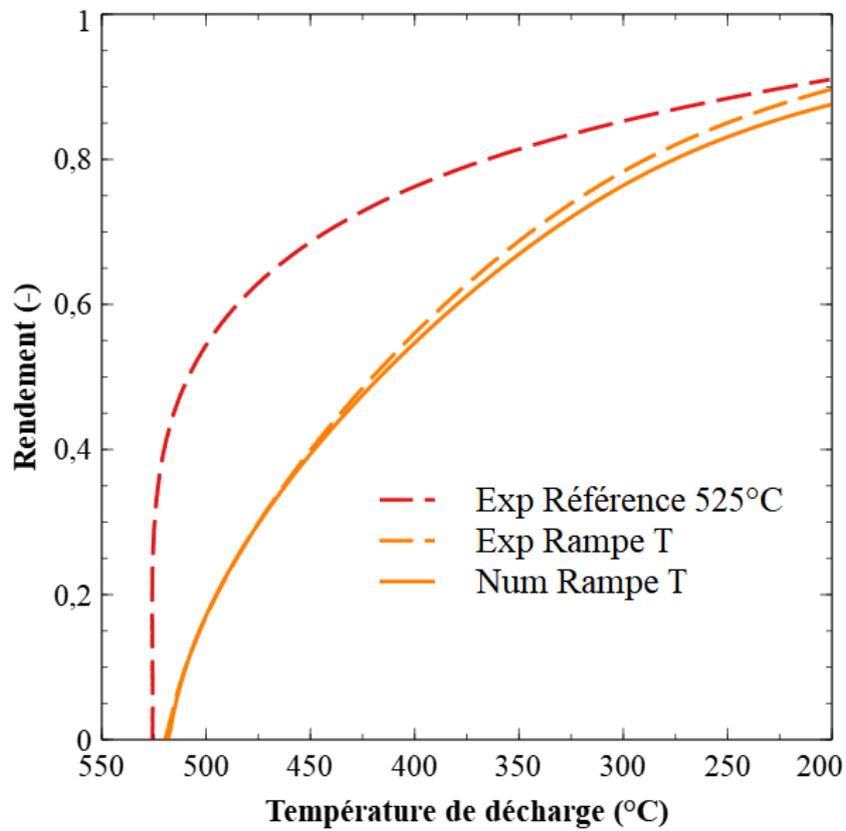


FIGURE 57 – Profils de température de l'essai rampe de température (température de charge 100°C à 520°C, débit de charge 0,58 kg.s⁻¹, débit de décharge 0,65 kg.s⁻¹)

	Nom de l'essai	Exp	Num	Température (°C)	Débit Charge (kg.s ⁻¹)	Débit décharge (kg.s ⁻¹)
Référence	1 cycle	x	x	525	0,58	0,65
	3 cycles	x	x	525 puis 500	0,58	0,65
Robustesse température	Créneaux 320-500 0,5h	x	x	320-500	0,58	0,65
	Créneaux 825-225 0,5h		x	225-825	0,58	0,65
	Créneaux 320-500 0,25h		x	320-500	0,58	0,65
	Créneaux 320-500 1,5h	x	x	320-500	0,58	0,65
	Rampe température	x	x	100-520	0,58	0,65

TABLE 6 – Tableau récapitulatif des essais

A l'exception de la rampe de température, le stockage thermocline s'est révélé extrêmement efficace pour stocker un gisement avec une température variable et la restituer avec de bons indicateurs de performance. Il convient alors d'utiliser le stockage pour des procédés dont le temps caractéristique de variation est inférieur d'un ordre de grandeur par rapport au temps de charge. Le stockage peut alors restituer la chaleur de façon maîtrisée, bien que la température puisse chuter lors de l'extraction de la thermocline. Il serait aussi possible d'utiliser le stockage couplé à des brûleurs gaz afin de préchauffer l'air de combustion. La baisse de la température en sortie de stockage peut alors être compensée et le procédé aval peut être alimenté à température constante.

Les deux caractéristiques d'un gisement de chaleur fatale sont la température et le débit. La température venant de faire l'objet d'une étude approfondie, il s'agit maintenant de s'intéresser aux variations de débits de gisement.

2.7.2 Robustesse vis-à-vis des variations de débit

2.7.2.1 Essais expérimentaux et analyse

Après avoir étudié l'influence de la température, il s'agit maintenant d'analyser l'impact des variations de débit d'un gisement sur les performances du stockage. En effet, les variations de débit sont fréquentes dans les gisements de chaleur fatale, comme l'attestent les exemples des figures 44 et 45. Trois essais (plus l'essai de référence) ont été effectués pour étudier cet impact. Dans un premier temps, une décharge à fort débit a été réalisée pour déterminer la puissance maximale que le stockage peut décharger. Sur les gisements de chaleur fatale, les mêmes motifs sont souvent retrouvés : des variations brutales de débit (sur des torchères par exemple), ou encore des rampes de débit (sur les fours de production par fournées de céramique). Les deuxième et troisième essais correspondent ainsi à un essai "créneaux" et un essai "rampe de débit".

Les trois essais décrits précédemment et le test de référence ont été réalisés avec une température de charge de 525°C et une température seuil de charge à 180°C. Le tableau 7 rassemble les conditions opératoires choisies.

Tests	Référence	Décharge forte	Créneaux	Rampe
Débit charge (kg/s)	0,58	0,58	0,29-0,58 (demi période 0,5h)	0,14 à 0,58
Débit décharge (kg/s)	0,65	1,29	0,65	0,65

TABLE 7 – Conditions opératoires des essais

Le premier essai a été réalisé avec une température de charge similaire à l’essai de référence, mais en doublant le débit de décharge, effectuée à 1,29 kg.s⁻¹. Les profils de température lors de la charge ne sont pas illustrés, puisqu’ils sont identiques sur les deux essais. La répétabilité de la charge est toutefois illustrée dans la partie Annexes. Les profils de température de décharge sont comparés afin d’illustrer l’éventuelle influence d’un fort débit sur la stratification thermique. La figure 58 présente les profils de température de décharge à 0h, 1h, 2h et 2h57, qui marque la fin de l’essai à fort débit. Les profils de température de la décharge de référence sont aussi indiqués pour 0h, 2h, 4h, et 5h56, afin de correspondre à une énergie déchargée identique à l’essai à fort débit.

Les courbes de début de décharge présentent un décalage de quelques degrés, provenant probablement d’une différence de l’état initial de charge, ou encore une différence de la température ambiante lors de la charge, qui peut avoir un effet mineur sur la charge. Le stockage semble avoir une meilleure stratification, bien que légère, sur l’essai de référence.

Pour atteindre 200°C de température seuil de décharge, la décharge de l’essai de référence a duré 5h56 contre 2h57 pour l’essai au débit fort. Le temps de décharge a donc été divisé par 2,01. Un débit de décharge deux fois plus important impose donc un temps de décharge deux fois plus court, ce qui indique que le stockage ne présente pas de limitations en termes d’échanges thermiques sur cette gamme de débit. La limitation à un débit plus élevé pourrait provenir par exemple de la conductivité interne du matériau qui ralentirait alors la diffusion du front de chaleur à extraire. La stratification ne semble pas affectée par un débit plus fort. L’écart est constant entre les deux essais expérimentaux et ne dépasse pas 20°C. Le modèle quant à lui présente des résultats tout à fait satisfaisants à débit plus fort puisque les courbes numériques sont superposées aux courbes expérimentales.

Bien que les profils de température de référence aient une température supérieure de quelques degrés pendant la décharge, l’inverse se produit sur le profil de fin de décharge, qui s’arrête lorsque 200°C sont atteints côté chaud. Cela pourrait être dû à une meilleure stratification de l’essai de référence, permettant de décharger davantage le stockage pour une même température seuil de décharge. Il est aussi possible que le débit plus fort ait contribué à la déstratification.

Les différences entre ces deux essais restent mineures sur les profils de température. Afin de quantifier cette différence de stratification sur les performances du stockage. Les rendements numériques et expérimentaux de stockage sont tracés pour l’essai de référence

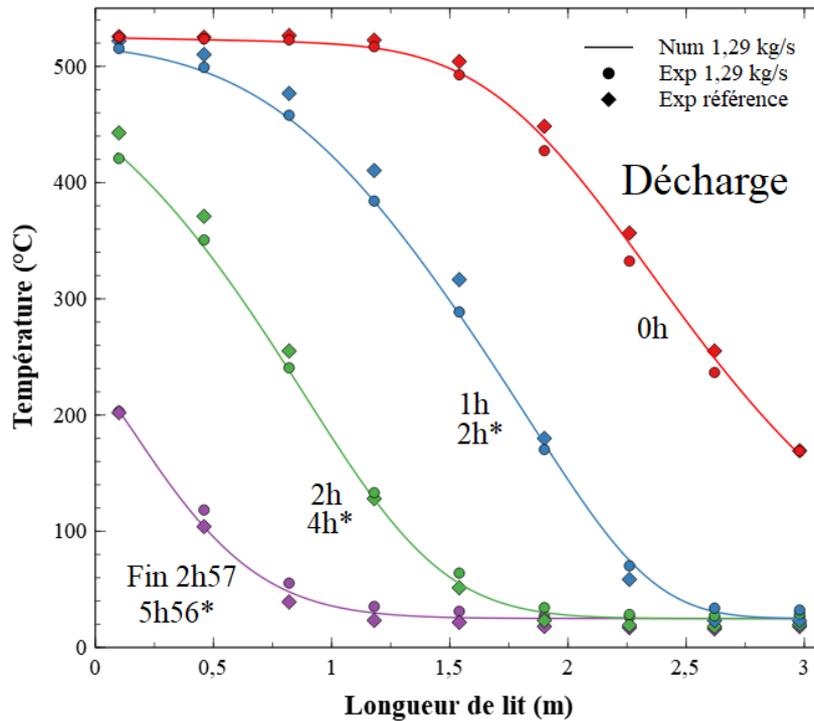


FIGURE 58 – Profils de température de décharge pour deux débits ($0,65 \text{ kg.s}^{-1}$ et $1,29 \text{ kg.s}^{-1}$), les temps avec étoile étant les temps de la décharge de référence

(figure 59).

Les trois rendements ont des tendances similaires, avec une température constante à 525°C jusqu'à ce que le rendement atteigne 30%. La température de décharge chute ensuite, de manière plus prononcée pour l'essai à $1,29 \text{ kg.s}^{-1}$. La différence maximale est de 4% entre les deux courbes expérimentales, atteint pour une température de 500°C , mais cet écart diminue ensuite pour des températures de décharge inférieures. La stratification qui semblait légèrement meilleure pour l'essai de référence est ici observée, puisque davantage d'énergie peut être déchargée à 525°C (température de charge). Le modèle parvient à représenter le rendement de manière fidèle, avec un écart de maximum 4% obtenu en fin de décharge.

Les performances du stockage semblent donc être quasi-identiques pour ces deux essais. Multiplier par deux le débit de décharge n'affecte pas les performances du stockage. Ce constat est conforme à ce qui a été observé par Lopez-Ferber *et al.* sur leur prototype [52]. Le débit avait été doublé et triplé sans observer de variations de rendements. Ce résultat est donc maintenant confirmé sur une unité industrielle.

Décharger à un fort débit n'a pas dégradé les performances du stockage. Un autre type de contrainte peut alors être testé. Les variations de débit en créneaux sont alors choisis comme nouvelle contrainte. Il s'agit alors d'identifier l'influence de ces variations de débit sur le comportement du stockage.

Le deuxième essai consiste à varier le débit de charge en créneaux, alternant 30 minutes de charge à $0,29 \text{ kg.s}^{-1}$ puis 30 minutes à $0,58 \text{ kg.s}^{-1}$ jusqu'à ce que la température seuil de charge de 180°C soit atteinte. Il est d'abord nécessaire de vérifier que le débit

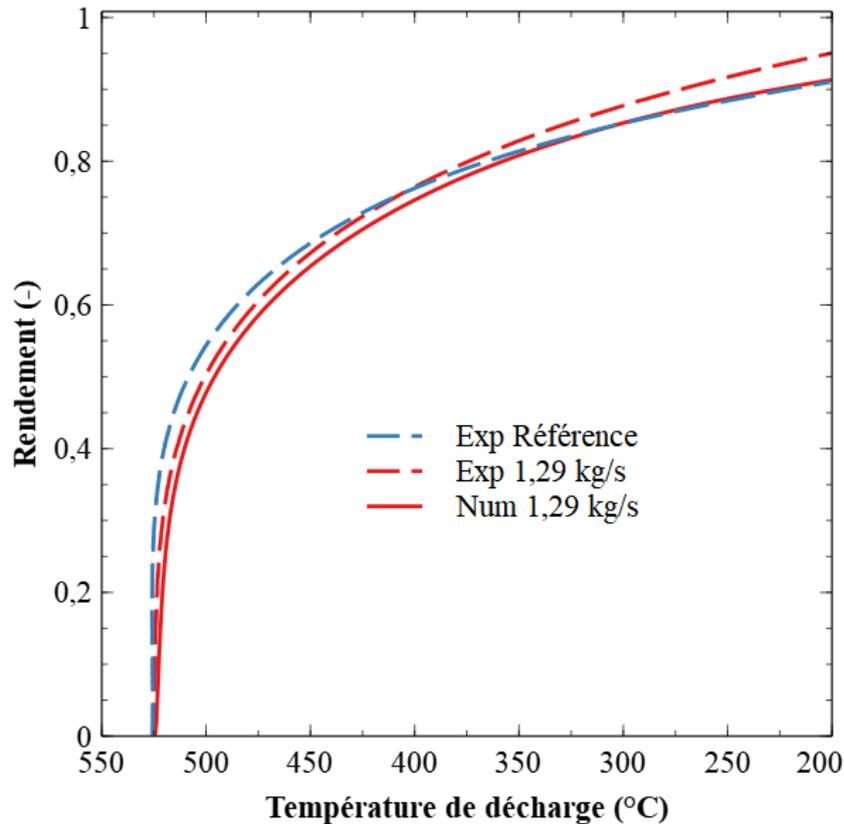


FIGURE 59 – Rendement pour deux débits de décharge fixés à $0,65 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ et $1,29 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ (température de charge 525°C , débit de charge $0,58 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$)

mesuré par le débitmètre suit bien au débit de consigne. Le débit du ventilateur est tracé sur la figure 60. Le débit varie bien selon la forme d'un créneau de période 1h. Malgré des variations brutales de débit toutes les 30 minutes, le débit mesuré et la consigne sont parfaitement superposés. La régulation du ventilateur s'adapte en moins d'une minute à la consigne.

L'objectif est ici d'observer une potentielle variation du comportement du stockage en fonction de variations du débit lors d'une même charge. Les profils de température sont tracés sur la figure 61 expérimentalement et numériquement. L'essai expérimental de référence est tracé pour 0h, 1h30, 3h, 4h30, 6h, et en fin de charge, de manière à obtenir une énergie de charge analogue à l'essai créneau.

Une stratification similaire est observée pour les deux essais expérimentaux et pour l'essai théorique avec une thermocline qui occupe environ 1,5m de lit. Les courbes expérimentales et numériques sont superposées, indiquant que le modèle tolère des variations de débits brutales sans pour autant affecter sa précision. Les profils de températures de l'essai créneaux possèdent une thermocline à une température 20°C , ce qui est probablement dû à l'état initial de la cuve, qui n'est pas parfaitement à température ambiante. En fin de charge, pour une même température seuil, les deux profils expérimentaux sont superposés, indiquant que les variations de débits de l'essai créneaux n'ont pas affecté la stratification thermique.

Les variations brutales de débits n'ont pas affecté la stratification thermique. Le ren-

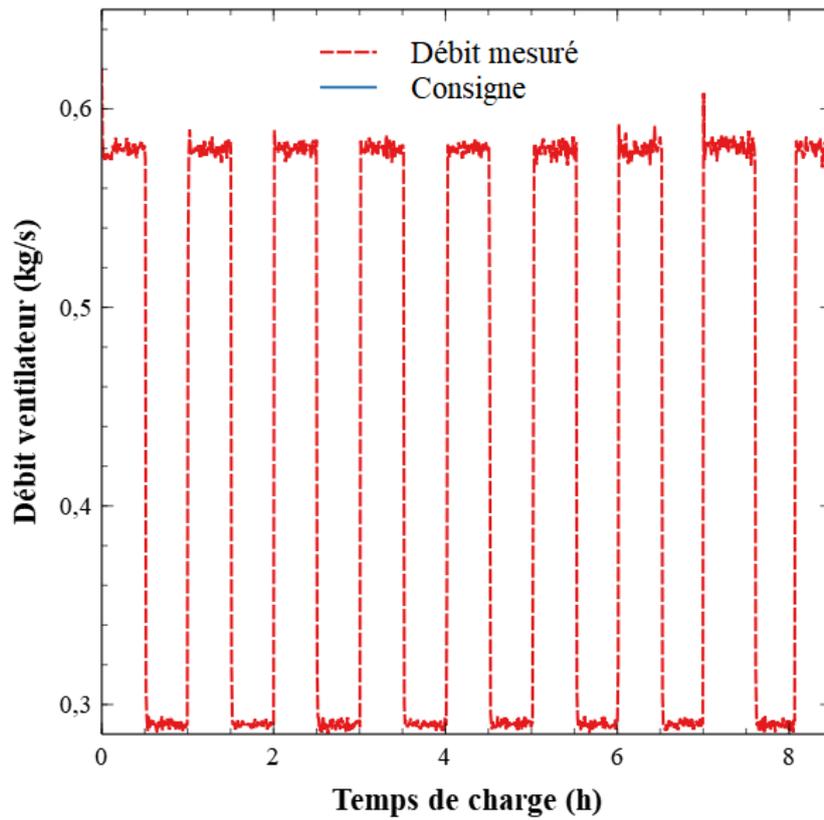


FIGURE 60 – Débit du ventilateur pendant la charge de l'essai "débit créneaux" (température de charge 500°C)

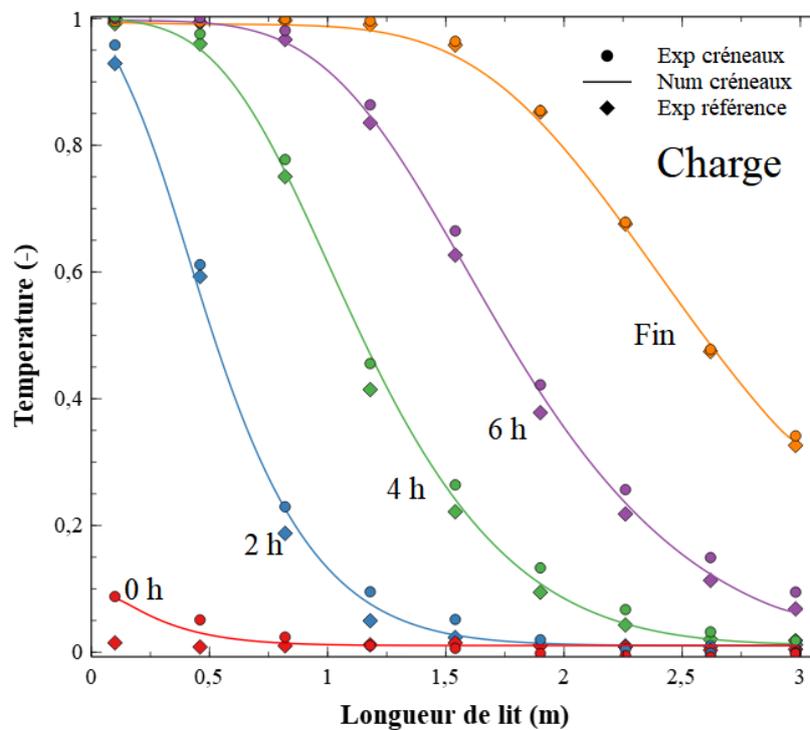


FIGURE 61 – Profils de température de l'essai expérimental "débit créneaux" 0,29-0,58 $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ (température de charge 500°C), comparaison au modèle numérique et à l'essai de référence

dement est aussi étudié afin de vérifier que la contrainte appliquée sur le débit n'a pas eu d'impact sur ses performances. Les rendements numériques et expérimentaux des essais créneaux débit et référence sont donc représentés sur la figure 62. Les températures de charge étant différentes (525°C pour l'essai de référence, 500°C pour l'essai créneaux débit), la température de décharge est adimensionnée afin de pouvoir comparer les deux essais.

Les rendements expérimentaux se confondent pour toutes les températures de décharge. L'ensemble des essais atteignent un rendement de 0,4 à une température relativement constante avant que celle-ci ne chute. La différence entre le modèle numérique et l'expérience est identique pour les deux essais. Le modèle se révèle fiable une fois encore, avec moins de 4% de différence avec l'expérience.

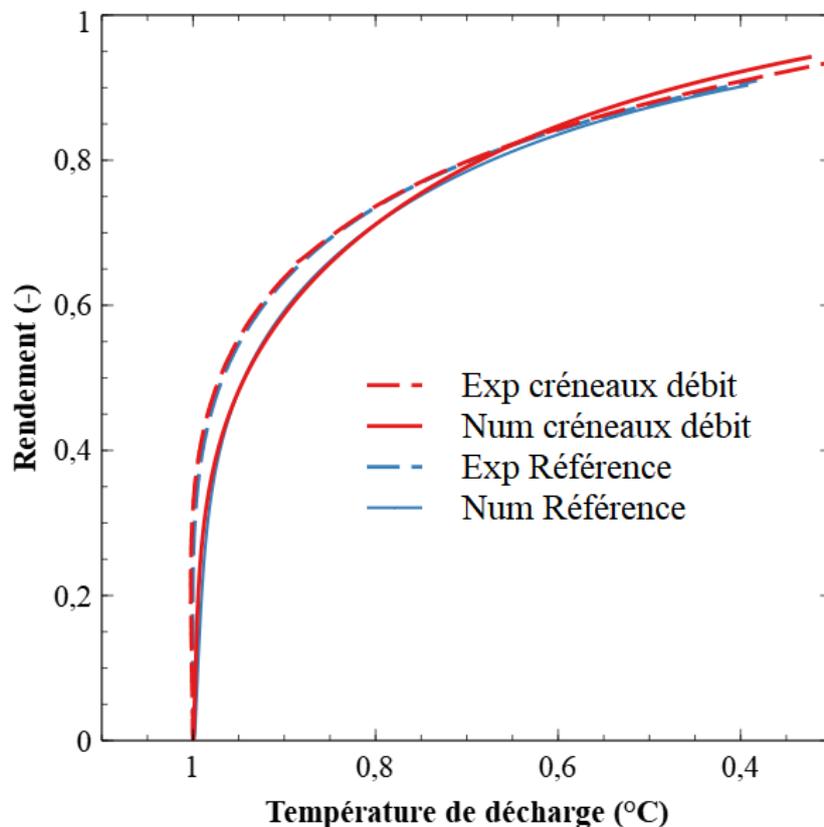


FIGURE 62 – Rendement de l'essai expérimental "débit créneaux" 0,29-0,58 kg.s⁻¹ (température de charge 500°C), comparaison au modèle numérique et à l'essai de référence

Les variations de débit sous forme de créneaux n'ont pas affectée les performances du stockage. Cependant, les gisements de température d'aciérie ou de céramiste sont souvent soumis à des rampes de débit, qui représentent un nouveau type de contrainte pour la charge du stockage. Ce type de contrainte doit alors être évalué afin de déterminer son impact sur le stockage. Un essai expérimental et sa modélisation numérique ont alors été réalisés.

Le stockage a donc été chargé à une température constante de 490°C, avec un débit croissant de 0,14 à 0,57 kg.s⁻¹ de 0 à 4 h de charge. L'essai se poursuit à un débit de charge constant jusqu'à ce que la température seuil de 180°C soit atteinte. Le débit devant être

changé manuellement, la rampe de débit est plutôt constituée de multiples paliers successifs. Afin de montrer le gisement réel de charge, les températures et débits de charge sont représentés sur la figure 63.

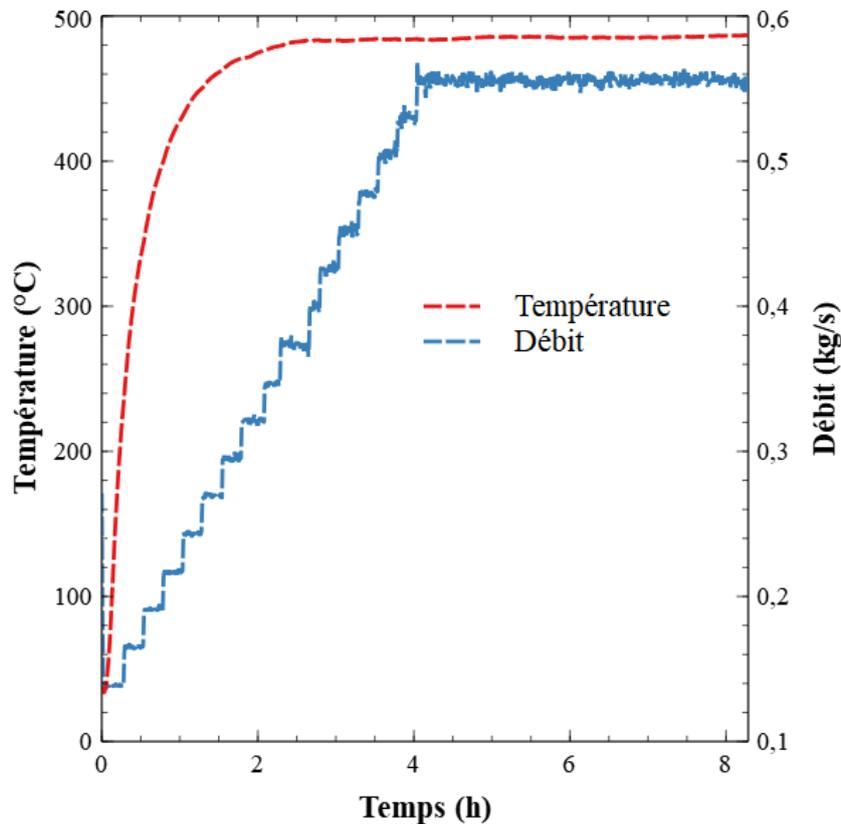


FIGURE 63 – Températures et débits de charge de l’essai expérimental de la rampe de débit (température de charge 490°C, débit croissant de 0,14 à 0,58 kg.s⁻¹)

Connaissant les conditions exactes de charge, il est maintenant possible de s’intéresser à la stratification thermique du stockage. L’objectif est ici d’observer une éventuelle dégradation de la stratification thermique et d’évaluer la capacité du modèle à prendre en compte ce genre de variation. Les profils de charge numérique et expérimental sont donc tracés sur la figure 64.

La thermocline occupe environ 1,5m de lit, ce qui est similaire à l’essai expérimental. Les courbes numérique et expérimentale sont à nouveau superposées. Le modèle est donc pertinent pour modéliser une rampe de débit. Comme pour les températures, l’actualisation des conditions aux limites du modèle toutes les trois minutes n’a pas perturbé la résolution numérique.

Comme pour les autres essais, une fois la stratification thermique étudiée, le rendement du stockage est calculé expérimentalement et numériquement. Le rendement a donc été tracé en fonction de la température de décharge sur la figure 65.

Le modèle présente un écart de moins de 3% avec l’expérience. Le rendement à une température adimensionnelle de 0,38 (210°C) est de 88%, ce qui est satisfaisant, mais est de 3% inférieur à l’essai de référence, qui a atteint 91%. L’écart des modèles numériques

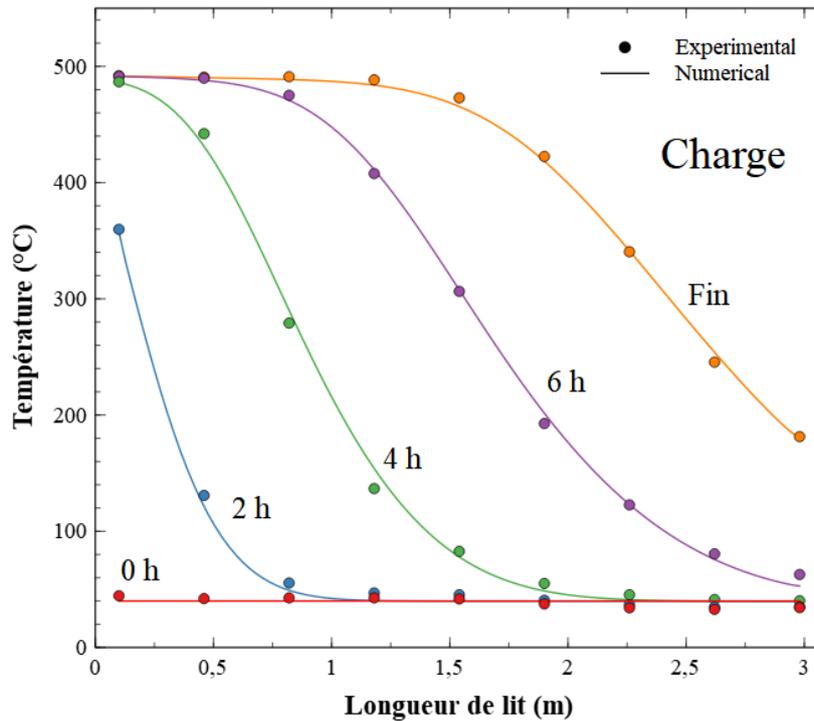


FIGURE 64 – Profils de température de l’essai relatif à la rampe de débit (température de charge 490°C, débit croissant de 0,14 à 0,58 kg.s⁻¹)

est inférieur, de l’ordre de 2%. L’aptitude du modèle à modéliser ces conditions particulières peut être confirmée. La rampe de débit a donc modérément affecté les performances du stockage.

L’ensemble des motifs de variations de débit rencontrés pour la valorisation de chaleur fatale a été testé à la fois numériquement et expérimentalement. Une synthèse de cette partie de l’étude est présentée sur la figure 66 pour une température seuil de décharge adimensionnée de 0,8 (420°C). L’ensemble des essais expérimentaux a donné des rendements compris entre 71 et 73,5%. Le rendement est donc peu affecté par le débit sur la plage de 0,14 à 1,29 kg.s⁻¹. Concernant leur modélisation, les rendements numériques sont inférieurs aux rendements expérimentaux, avec un maximum de 2,5%, ce qui reste acceptable pour les applications envisagées. Il est à noter sur les rendements numériques que moins le débit est fort, plus le rendement semble être bas. Sur l’essai « Rampe », le rendement a chuté de 2,5% par rapport à l’essai de référence. Le début de la charge a été effectué à 0,14 kg.s⁻¹, ce qui a réduit les échanges convectifs forcés et favorisé une diffusion de la chaleur. La zone de thermocline a donc augmenté ce qui a dégradé les performances thermiques de l’unité.

Le modèle présente moins de 2,5% d’écart vis-à-vis des résultats expérimentaux. Celui-ci peut donc être utilisé pour modéliser de fortes variations de débit de gisement en entrée de stockage. Le modèle est ainsi validé de 0,14 à 1,29 kg.s⁻¹. Le stockage est adapté à plusieurs débits et donc à plusieurs types de gisement. La limite de 1,29 kg.s⁻¹ pourrait a priori être dépassée à l’aide d’un ventilateur plus puissant. La puissance maximale de décharge que peut atteindre l’Eco-Stock[®] est donc susceptible d’être bien supérieure aux résultats présentés ici.

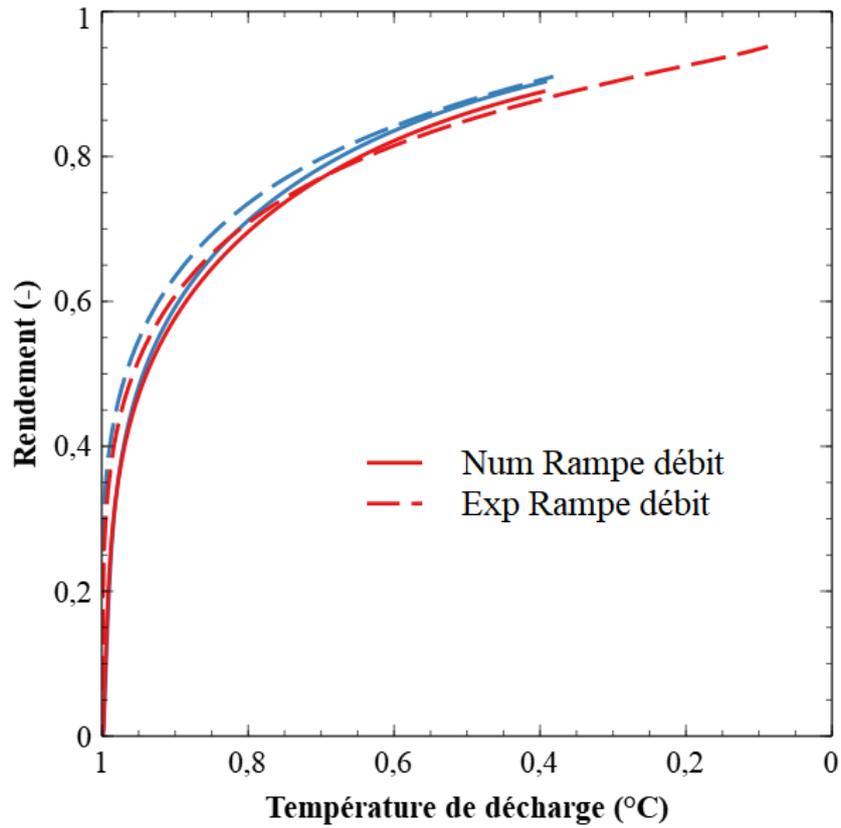


FIGURE 65 – Rendement de l’essai relatif à la rampe de débit (température de charge 490°C, débit croissant de 0,14 à 0,58 kg.s⁻¹)

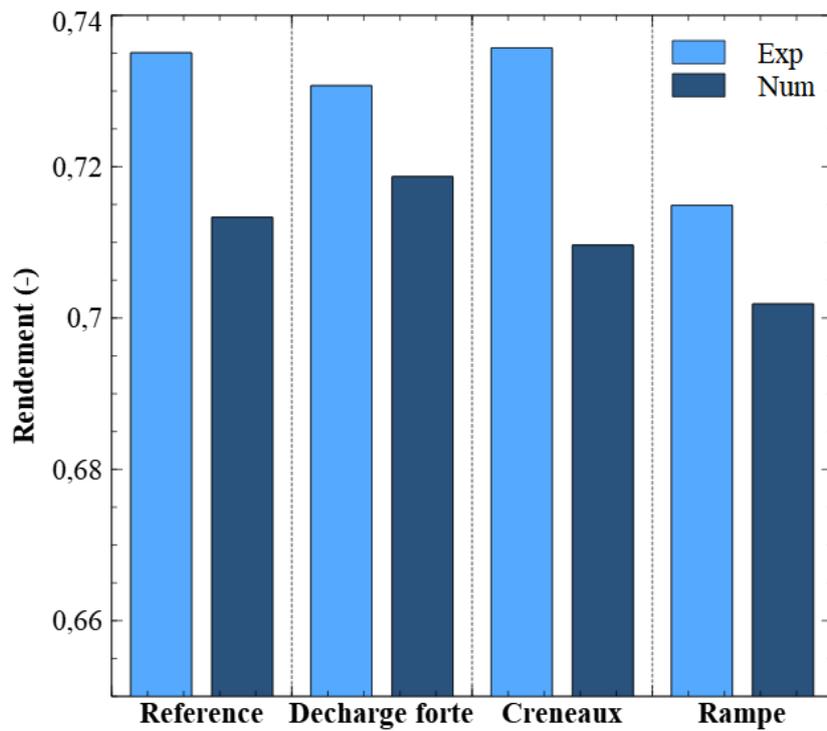


FIGURE 66 – Rendements expérimentaux et numériques des essais de robustesse aux variations de débit

L'essai relatif à la rampe de débit semble indiquer qu'une trop forte diminution du débit affecte les performances du stockage. Il semblerait donc qu'il existe un point de fonctionnement optimal ou une plage de fonctionnement optimale du stockage. Cette plage de fonctionnement optimale fait donc l'objet d'une étude plus approfondie.

2.7.2.2 Existence d'un débit optimal

L'établissement d'une plage de fonctionnement optimale du stockage permettrait de cibler les gisements les plus propices à la valorisation. Certains auteurs montrent que les performances de la cuve augmentent en fonction de la vitesse d'entrée du fluide jusqu'à atteindre une limite, au-delà de laquelle les performances n'augmentent plus [107, 82, 108]. La sensibilité du taux de charge, qui est l'un des indicateurs de performance, vis-à-vis du débit de charge est donc présentée sur la figure 67, pour une gamme de débit variant de 0,1 à 1 kg/s. Le taux de charge est préféré à un rendement énergétique ou exergetique car il permet de quantifier la déstratification sur un seul déplacement de la thermocline dans le stockage.

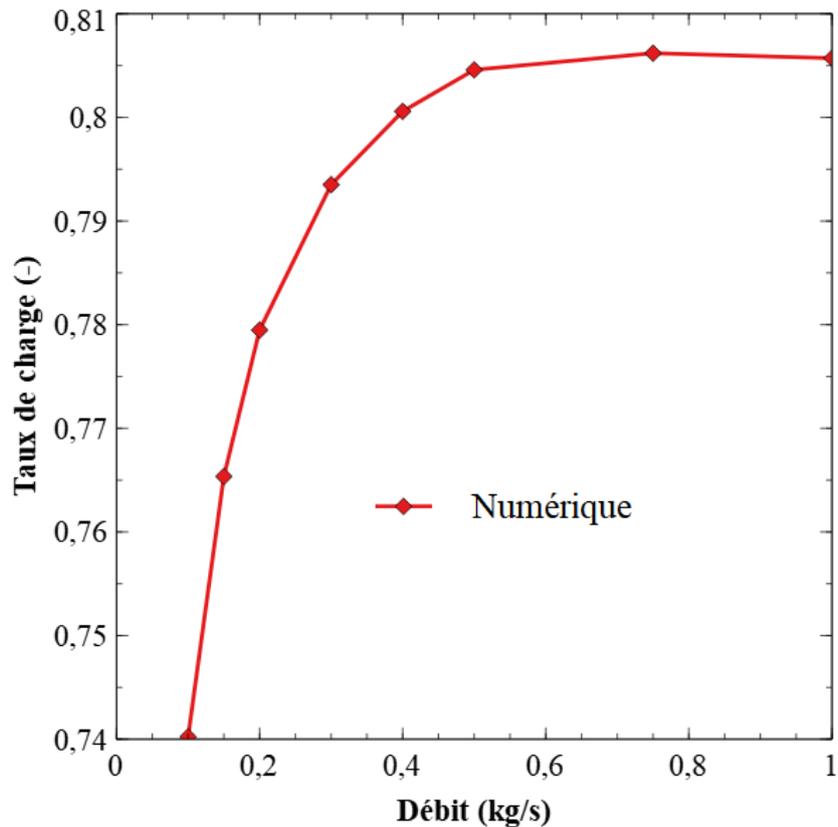


FIGURE 67 – Taux de charge en fonction du débit de charge

Il est en effet de 0,74 pour un débit de 0,1 kg.s⁻¹ avant d'atteindre 0,805 pour un débit de 0,5 kg.s⁻¹ puis de se stabiliser à cette valeur jusqu'à 1 kg.s⁻¹. La courbe issue du modèle numérique indique que le taux de charge est plus faible pour les débits inférieurs à 0,5 kg.s⁻¹. Le taux de charge est lié à la thermocline. Plus la thermocline est stratifiée, et plus le stockage peut contenir d'énergie. Plus le débit est réduit, plus la diffusion est importante comparée à la convection forcée, ce qui augmente la déstratification du stockage.

L'essai rampe se situe dans la gamme 0,14 à 0,58 kg/s, et donc dans la plage pour laquelle le ratio entre diffusion et convection forcée est plus fort, ce qui réduit les performances de la cuve. Le taux de charge est affecté, et cela se reflète sur le rendement local du stockage. En revanche, l'essai de référence tout comme celui relatif à la décharge forte se situent sur le palier de performance, atteint à partir de 0,5 kg.s⁻¹. Enfin, l'essai créneau a été effectué à 0,29 kg.s⁻¹, soit avant le palier de performances, mais aussi à 0,58 kg.s⁻¹, soit sur le palier de performances. La moyenne des taux de charge pour ces deux points de fonctionnement amènerait à un taux de charge moyen de 0,8, soit 0,5% en dessous du palier de performances. Il est possible que cette différence affecte les performances du stockage, sans qu'elle ne soit remarquée expérimentalement.

Après avoir démontré le niveau de robustesse du stockage face à des contraintes de température, le stockage se montre aussi capable de faire face à de fortes contraintes de débits, quelles qu'elles soient : décharge de plus forte intensité, avec des variations brutales, ou encore sous forme d'une rampe, motif caractéristique retrouvé dans le secteur de la chaleur fatale. Il est cependant nécessaire de rester au-dessus d'un débit seuil ; en dessous les performances du stockage se dégradent. Le modèle s'est montré précis sur l'ensemble des essais, avec un écart maximal inférieur à 4% tous essais confondus. Le tableau récapitulatif des essais est présenté sur le tableau 8.

	Nom de l'essai	Exp	Num	Température (°C)	Débit Charge (kg.s ⁻¹)	Débit décharge (kg.s ⁻¹)
Référence	1 cycle	x	x	525	0,58	0,65
	3 cycles	x	x	525 puis 500	0,58	0,65
Robustesse température	Créneaux 320-500 0,5h	x	x	320-500	0,58	0,65
	Créneaux 825-225 0,5h		x	225-825	0,58	0,65
	Créneaux 320-500 0,25h		x	320-500	0,58	0,65
	Créneaux 320-500 1,5h	x	x	320-500	0,58	0,65
	Rampe température	x	x	100-520	0,58	0,65
Robustesse débit	Décharge forte	x	x	525	0,58	1,29
	Créneaux 0,29-0,58	x	x	500	0,29-0,58	0,65
	Rampe 0,14-0,58	x	x	500	0,14-0,58	0,65

TABLE 8 – Tableau récapitulatif des essais

Le stockage a donc montré sa robustesse face aux contraintes portant sur la température ou le débit de gisement. Il s'agit maintenant de démontrer cette robustesse lors des conditions d'intégration correspondant à des gisements réels.

2.7.3 Robustesse vis-à-vis des conditions d'intégration

Après avoir observé de manière découplée l'impact respectif des variations de température et de débit sur les performances du stockage, il est possible de réaliser des essais expérimentaux représentatifs de l'intégration au sein d'une chaîne de procédés énergétiques. Les différents gisements de chaleur ici étudiés correspondent à un gisement de céramiste, un gisement solaire ainsi que deux essais portant sur les périodes de repos, susceptibles d'impacter les performances d'un stockage horizontal. La robustesse du stockage au gisement de procédé céramique est d'abord étudié.

2.7.3.1 Chaleur fatale de procédé céramique

Les fours produisant de la céramique par fournées sont particulièrement intéressants pour l'implantation d'un stockage thermique. Ceux-ci fonctionnent de manière intermittente, et l'implantation d'un stockage permet de valoriser la chaleur fatale au sein d'équipements thermiques, ou de la convertir en électricité.

Des données industrielles provenant d'un gisement de four de céramique ont été adaptées pour charger l'unité de stockage lors d'un essai expérimental. Afin de montrer les conditions de charge spécifique à ce four de céramique, les gisements de température et de débit ont été représentés sur la figure 68.

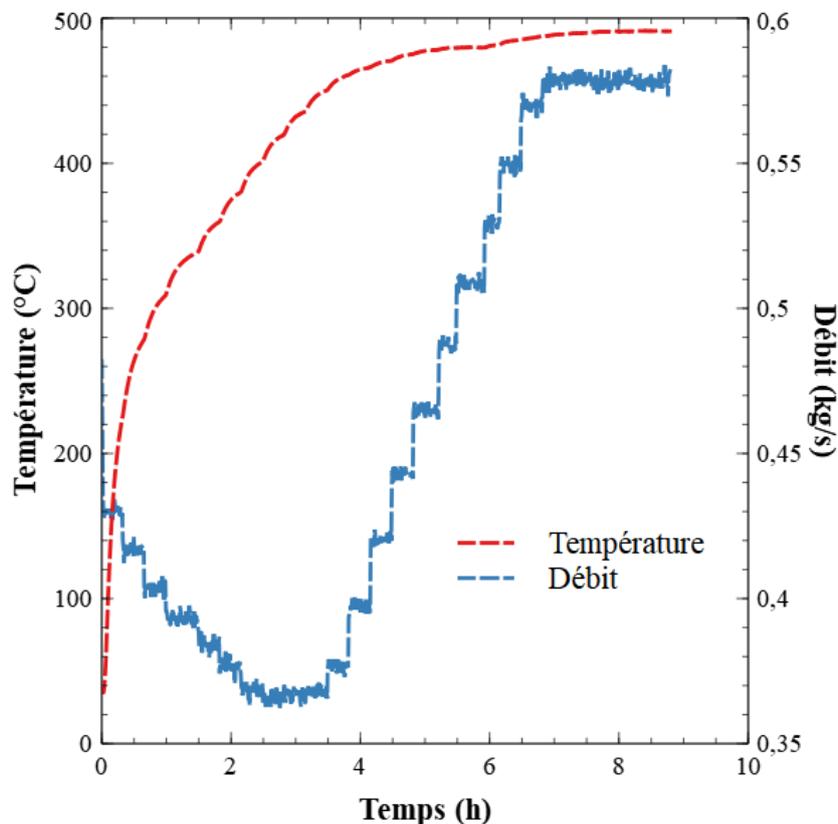


FIGURE 68 – Gisement d'un procédé céramique (Eco-Tech Ceram)

La température de chaleur fatale augmente de 100 à 480°C lors des 4 premières heures de charge, et le débit présente alors de fortes fluctuations, de 0,37 à 0,58 kg.s⁻¹. Les effets

relatifs d'une rampe de température ainsi que les fortes variations de débit ont déjà été testées séparément. Cet essai est l'occasion de tester dans le cas réel un gisement industriel, un couplage entre ces deux contraintes déjà testées.

Une fois le gisement de charge connu, la stratification thermique du stockage est étudiée. Les profils de température obtenus ont été tracés sur la figure 69, afin d'observer l'épaississement de la thermocline (constaté pour la rampe de température et de débit séparément), ainsi que la capacité du modèle à s'adapter à une double contrainte de débit et de température.

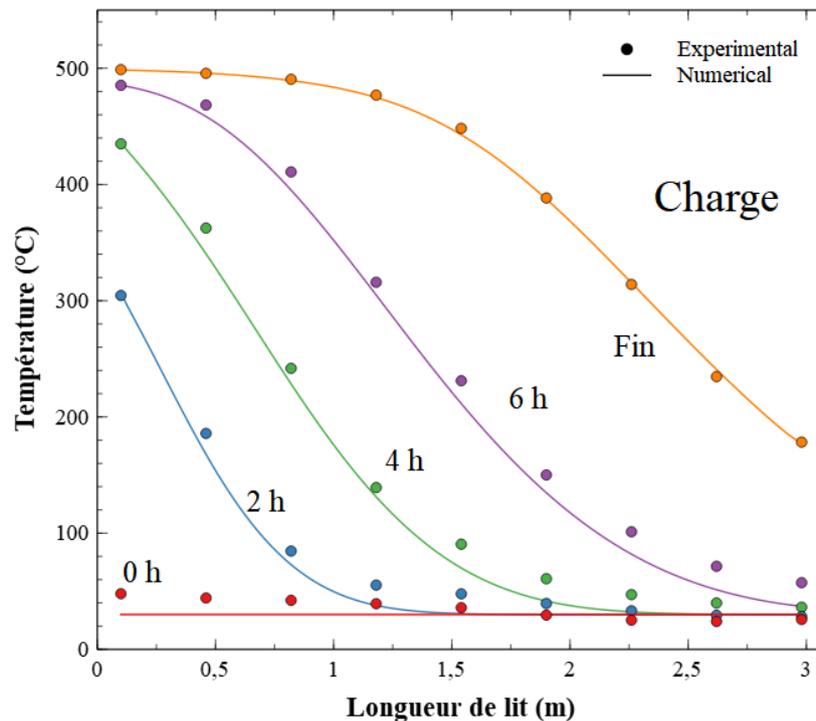


FIGURE 69 – Profils de température de l'essai céramiste

La thermocline occupe sur cet essai 2 mètres de lit contre 1,5 mètre sur l'essai référence. Cette déstratification est probablement due à la rampe de la température de charge. Lors de l'essai relatif à la rampe de température, la thermocline occupait l'intégralité de la cuve. A l'inverse, le débit varie ici entre 0,35 et 0,58 $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$, ce qui correspond au palier de performances défini sur la figure 67. La dégradation des échanges thermiques semble être causée principalement par les variations de température. Le modèle parvient à modéliser l'essai de manière fiable, les profils de température numériques coïncidant avec les points expérimentaux.

Afin de quantifier la dégradation des performances liées à la déstratification observée, le rendement a été représenté sur la figure 70. Seulement 20% de la chaleur peuvent être restitués à la température maximale de charge. Ensuite, la température de sortie diminue fortement. Comme pour les essais précédents, le modèle sous-estime légèrement le rendement de stockage, avec un écart maximum de 3% à 420°C. Pour une même température de décharge adimensionnée de 0,8, le rendement s'élève à 73,5% pour l'essai de référence et seulement 68% pour l'essai "céramique", soit une perte de rendement de 5,5%.

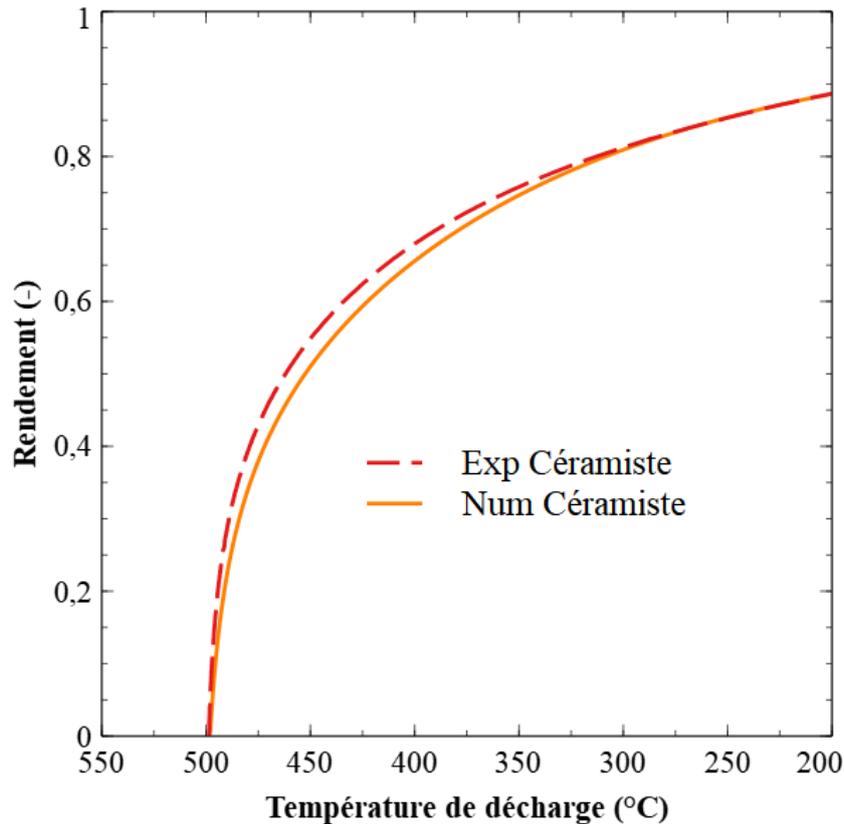


FIGURE 70 – Rendement de l’essai céramiste

Bien que le gisement d’un four de céramique ne présente donc pas de conditions idéales d’utilisation du stockage thermocline, le stockage est tout de même capable de restituer 88% de la chaleur du gisement à une température supérieure à 200°C ($T^* = 0,38$), soit 3% de moins que l’essai de référence (charge à 525°C). Le stockage thermocline se révèle alors particulièrement efficace pour restituer de grandes quantités de chaleur, mais à une qualité moindre. Il est aussi envisageable de valoriser une partie de la chaleur dans un équipement thermique haute température (supérieure à 400°C par exemple), où il serait possible de valoriser la chaleur de haute qualité, puis de valoriser la chaleur basse température (de moindre qualité) dans un équipement thermique de type séchoir, acceptant des températures moins élevées. C’est par exemple le fonctionnement qui a été choisi pour la première installation industrielle d’Eco-Tech Ceram chez le céramiste *Céramique et développement*³. Deux Eco-Stocks[®] stockent la chaleur provenant des fumées du four de cuisson. Lors d’un besoin industriel, la chaleur haute température alimente un four de pré-cuisson en début de décharge, et la chaleur basse température alimente un séchoir en fin de décharge, comme visible sur la figure 71.

Le stockage a montré sa robustesse vis-à-vis d’un gisement de chaleur fatale de procédé céramique. Un tout autre type de gisement a alors été testé sur le stockage : celui d’un procédé solaire.

3. <https://www.ecotechceram.com/tegulys/>

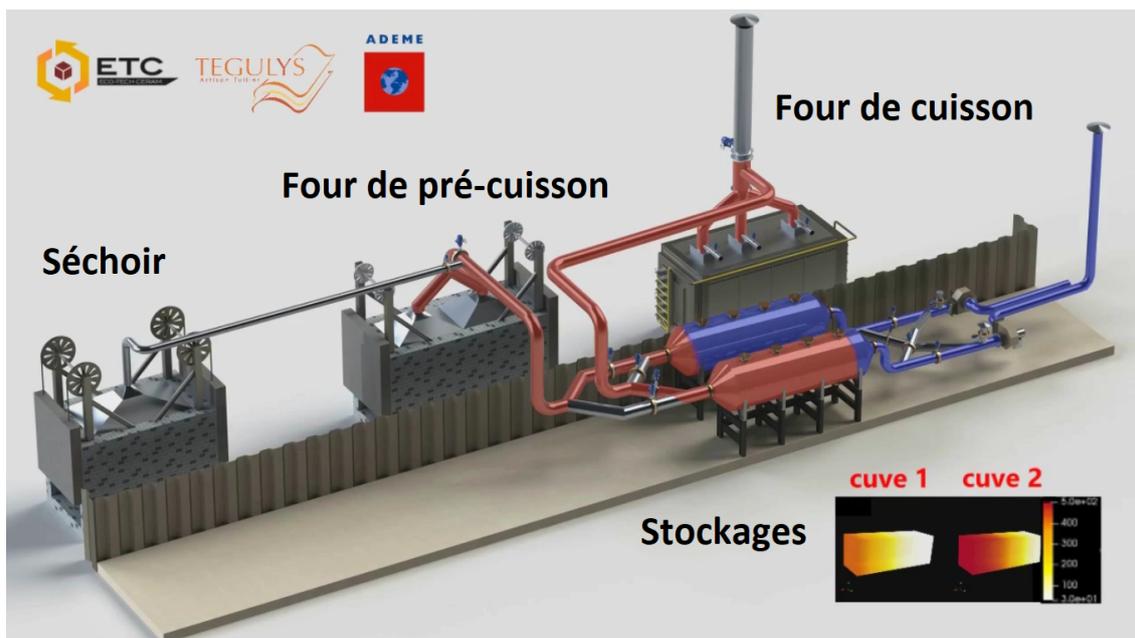


FIGURE 71 – Représentation 3D des deux Eco-Stocks[®] installé chez *Céramique et développement* et en fonctionnement depuis Septembre 2020 (Eco-Tech Ceram)

2.7.3.2 Essai solaire

Bien que l'Eco-Stock[®] soit principalement destiné à la valorisation de chaleur industrielle, le stockage thermique peut aussi être intégré à une centrale solaire à concentration. Ainsi, le comportement du stockage thermique est étudié en fonction de gisement possédant des caractéristiques propres au solaire à concentration. Le scénario solaire prend en compte les variations de la puissance solaire au long de la journée. Le profil de puissance provient de la centrale Andasol. Celui-ci a été adapté afin que l'énergie du cycle puisse charger le stockage [109], et que la température en sortie du champ solaire soit de 500°C (et est donc différente de la température de sortie du champ solaire d'Andasol). Bien que l'Eco-Stock[®] ne soit pas un stockage destiné à être utilisée directement dans une centrale solaire, montrer l'impact des fluctuations de puissance sur les performances du stockage permet d'envisager sa future intégration.

L'essai expérimental "solaire" est caractérisé par une variation de puissance de charge de 115 à 320 kW afin de simuler l'énergie collectée dans le champ solaire au cours de la journée, avec une variation de débit à température constante de 500°C. La puissance de charge mesurée peut être observée sur la figure 72 en fonction du temps de charge, qui a duré 7,2 h. Le test de référence a été réalisé avec une puissance de charge constante de 340 kW. La température seuil de charge est atteinte en 6,3 h. Le temps de charge est donc 7,5% plus long pour l'essai "solaire", à cause d'une puissance de charge plus faible pendant les premières 2,5 h, mais aussi une puissance nominale inférieure à l'essai de référence.

Connaissant le gisement alimentant le stockage, la stratification thermique est maintenant étudiée. Les profils de température obtenus sont tracés en fonction de la longueur du lit toutes les 2 h jusqu'à la fin de la charge sur la figure 73. Les températures sont adimensionnées afin de pouvoir comparer les essais, l'essai de référence étant à 525°C et l'essai "solaire" à 500°C.

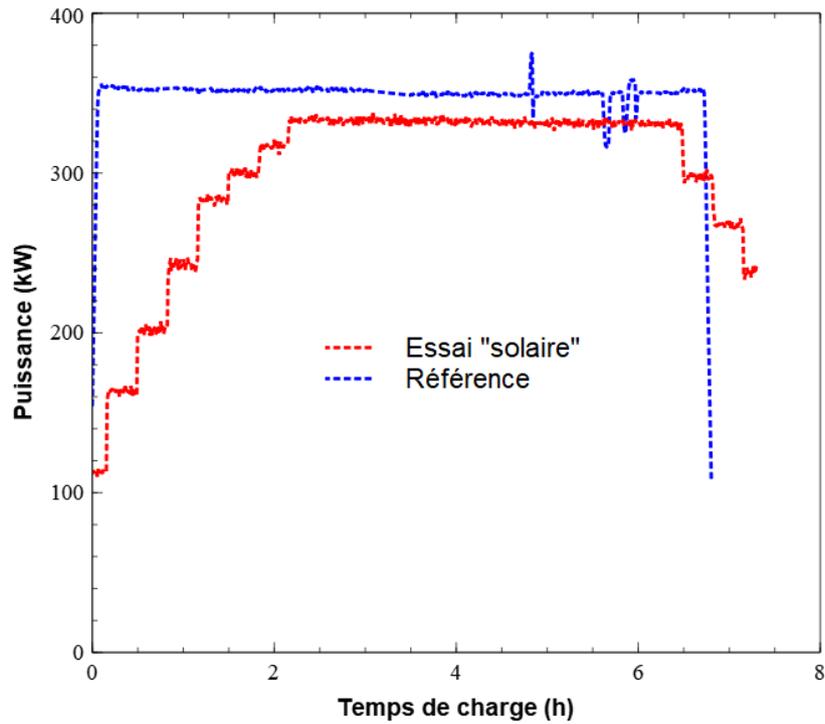


FIGURE 72 – Puissances de charge calculées à partir des températures et débits expérimentaux pour les essais solaire et référence

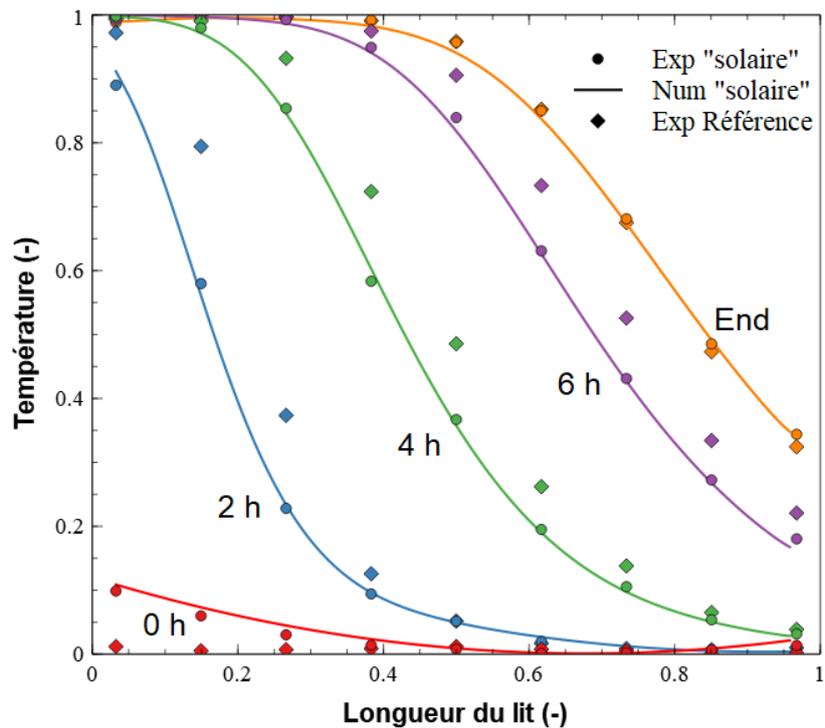


FIGURE 73 – Profils de température de l'essai "solaire" et de l'essai de référence

Un décalage peut être noté entre les essais référence et "solaire" pour les courbes de 2 h, 4 h et 6 h de charge. Cependant, les courbes des deux essais expérimentaux sont superposées en fin de charge. Le décalage est dû à la différence de puissance de charge. Par ailleurs, le stockage de l'essai solaire n'est pas à température ambiante au début de

la charge, ce qui vient compenser en partie le décalage dû à la différence de puissance de charge. En fin de charge, la stratification thermique est la même, ce qui signifie que la puissance de charge n'a pas eu d'influence sur la stratification thermique en fin de charge. Le modèle est capable de prédire précisément les profils de température de l'essai "solaire".

La décharge a été effectuée de manière à obtenir une puissance de décharge constante de 300 kW. Ainsi, une baisse de la température de sortie liée à l'extraction de la thermocline est compensée par une augmentation du débit. Cependant dans les procédés solaires, une compensation par augmentation de débit n'est pas toujours suffisante, puisque la température d'alimentation du bloc électrique influence aussi ses performances. Puisqu'aucune contrainte liée à un bloc électrique n'est présente dans cette étude, le stockage est déchargé jusqu'à une température adimensionnelle de 0,4 soit 212°C. Le rendement de stockage a été tracé pour l'essai expérimental de référence, et pour l'essai expérimental et le modèle "solaire" contre la température de décharge sur la figure 74.

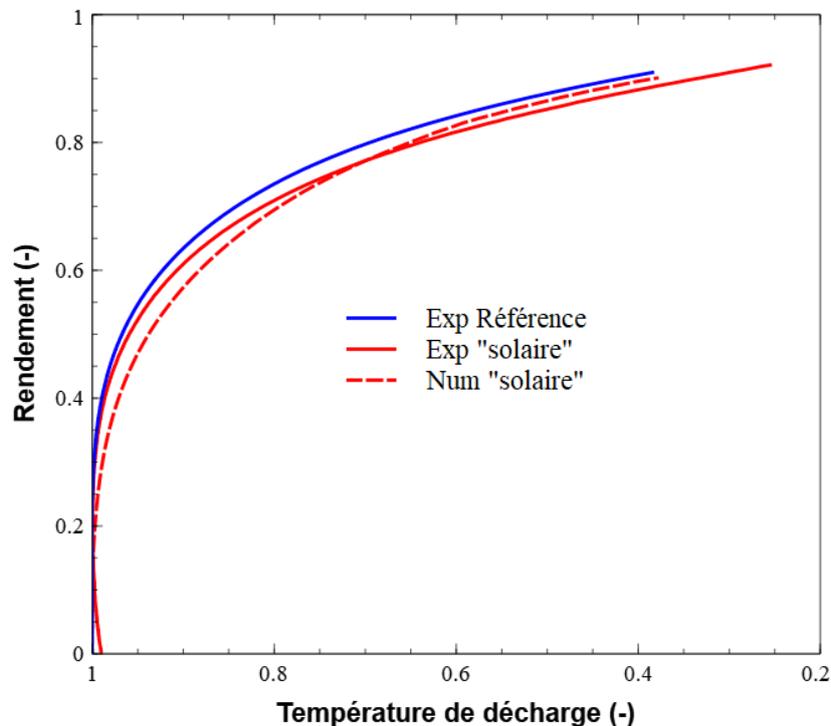


FIGURE 74 – Rendement de l'essai "solaire" et de l'essai de référence

La température de décharge semble d'abord augmenter de 0,98 à 1 au début de la décharge à cause des pertes thermiques côté chaud qui ont lieu pendant les 25 minutes de repos entre phase de charge et de décharge. Cette période de repos comprend le refroidissement des canons et le changement de la position des vannes permettant de passer du mode charge au mode décharge.

Le stockage est capable de restituer 35% de l'énergie de charge à température constante. Après 35%, la température de décharge commence à diminuer, et atteint 70% pour une température seuil de décharge de 0,8 (404°C), valeur référence pour les applications solaires, et jusqu'à 89% pour une température seuil de décharge de 0,4 (212°C). En fin de décharge, le rendement de l'essai "solaire" est inférieur de 3% à l'essai de référence, ce qui indique un effet mineur de la puissance de charge variable. Le modèle montre aussi sa

capacité à accepter des variations de puissances thermiques de charge.

Pour la chaleur fatale comme pour la chaleur issue d'un procédé solaire, le stockage a montré son aptitude à fonctionner sur une large plage d'utilisation. Cependant, comme souligné par l'état de l'art, l'un des principaux obstacles à la valorisation de la chaleur est son intermittence. Le stockage est alors soumis à des phases de repos, qui sont susceptibles de provoquer une déstratification transversale du front thermique.

2.7.3.3 La convection naturelle, une limite du stockage horizontal

La déstratification transversale causée par la convection naturelle s'est montrée relativement faible sur l'ensemble de la plage de débit testée jusqu'à présent. Cependant, lorsque le débit est faible ou nul, la convection naturelle considérée comme négligeable en conditions standards peut alors avoir une influence significative sur le comportement thermique du stockage. Le stockage étudié étant horizontal et non vertical, celui-ci ne peut bénéficier de la convection naturelle afin de préserver sa stratification thermique. Le but de cette partie est d'illustrer les conditions d'apparition de la convection naturelle, et de la quantifier afin de montrer son impact sur les performances du stockage. Une distinction est faite entre la charge à bas débit, et les périodes de repos, pour lesquelles la convection forcée est absente. Une comparaison entre plusieurs essais expérimentaux à débits réduits est d'abord proposée, avant de présenter des essais expérimentaux comprenant des périodes de repos.

En premier lieu, les essais à bas débits sont considérés afin d'observer un éventuel mélange entre convection naturelle et convection forcée, caractérisé par une déstratification transversale. Trois essais expérimentaux sont réalisés à 0,14, 0,29 et 0,58 kg.s⁻¹ pour une température de charge de 500°C. Les essais sont arrêtés respectivement au bout de 11 h, 5,5 h et 2,75 h afin d'avoir une quantité d'énergie similaire dans le stockage.

Un premier objectif est l'identification de l'apparition de la convection naturelle dans le stockage, qui viendrait potentiellement déstratifier transversalement le front thermique. Pour cela, les températures des 9 thermocouples de la section transversale B, situés au milieu du stockage sont tracées en fonction du temps pour chacun des trois essais sur la figure 75. Le temps présenté est un temps adimensionné par rapport à la durée de chaque essai, c'est à dire 11 h, 5,5 h et 2,75 h pour des débits respectifs de 0,14, 0,29 et 0,58 kg.s⁻¹.

Les trois graphes présentent un comportement du stockage différent pour chacun des essais. Au débit le plus fort de 0,58 kg.s⁻¹, les thermocouples possèdent un comportement relativement uniforme entre 70 et 120°C, avec les 3 températures les plus élevées au milieu du stockage. Pour l'essai à 0,29 kg.s⁻¹, les thermocouples haut, milieu et bas présentent un comportement différent. En début de charge, la température des thermocouples du haut est de 95°C, ce qui indique la présence de chaleur résiduelle en haut du stockage provenant de la décharge d'un autre essai. Cependant, un comportement distinct des thermocouples milieu et bas est noté à partir du temps 0,6, avec une progression de la température respective de 25 à 50°C, et de 50 à plus de 100°C. Une progression de 100 à environ 125°C est notée pour les thermocouples du haut entre les temps 0,6 et 1. Enfin, le dernier essai à 0,14 kg.s⁻¹ indique 3 comportements très distincts de chaque série de thermocouples. Un peu de chaleur résiduelle est notée en début d'essai avec 50°C pour les thermocouples du haut. Les thermocouples du haut atteignent entre 200 et 220°C en fin de charge, contre entre 130 et

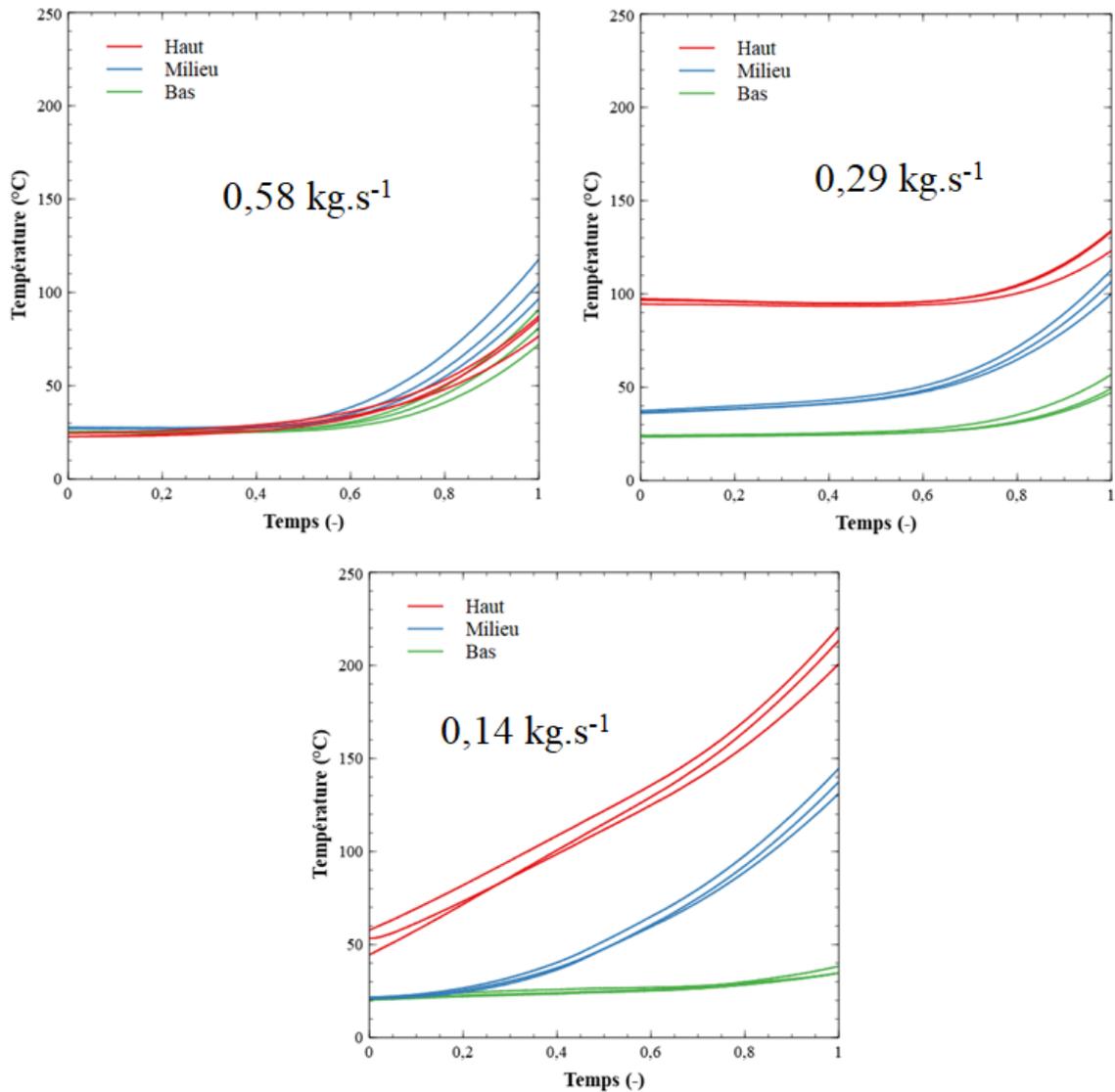


FIGURE 75 – Températures des 9 thermocouples de la section B pour 3 essais différents à 0,58 (graphe haut gauche), 0,29 (haut droite) et 0,14 kg.s^{-1} (bas) (température de charge 500°C)

145°C pour les thermocouples du milieu et entre 35 et 45°C pour les thermocouples du bas.

Il semble que réduire le débit conduit à une déstratification transversale plus forte du stockage, causée très probablement par la convection naturelle. En effet, l'ensemble des thermocouples présentent le même comportement à 0,58 kg.s^{-1} , ce qui indique que la convection forcée est particulièrement présente, et que la convection naturelle est minoritaire. Lorsque le débit est réduit à 0,29 et plus encore à 0,14 kg.s^{-1} , la convection forcée est réduite, et la convection naturelle peut alors s'exprimer.

La quantification des échanges entre convection forcée et convection naturelle peut s'effectuer avec le nombre de Richardson qui représente l'énergie potentielle d'une particule fluide par rapport à son énergie cinétique.

Le nombre de Richardson est exprimé en fonction du nombre de Rayleigh, du nombre de Prandtl et du nombre de Reynolds :

$$Ri_m = \frac{Ra_m}{Pr_m Re_m^2} \quad (36)$$

Le nombre Reynolds sélectionné pour les milieux poreux est issu de [110] :

$$Re_m = \frac{qL}{\nu_f} \sqrt{Da} \quad (37)$$

avec q vitesse de Darcy, L hauteur de la cavité, Da nombre de Darcy, ν_f viscosité cinématique du fluide. D'après l'équivalence de Kozeny-Carman, le nombre de Darcy peut être exprimé sous la forme suivante :

$$Da = \frac{K}{L^2} = \frac{\epsilon^3}{180(1-\epsilon)^2} \frac{d^2}{L^2} \quad (38)$$

Avec K perméabilité du lit, ϵ la porosité, d_s le diamètre de particule. On peut aussi exprimer la vitesse de Darcy à partir de la vitesse interstitielle du fluide u :

$$q = \epsilon u \quad (39)$$

En intégrant l'équivalence Kozeny-Carman et l'expression de la vitesse de Darcy à l'équation 37, on obtient :

$$Re_m = \sqrt{\frac{\epsilon^3}{180(1-\epsilon)^2}} \epsilon \frac{u d_s}{\nu_f} \quad (40)$$

Le nombre de Reynolds en milieu poreux est donc un nombre de Reynolds fluide classique, dont la dimension caractéristique est le diamètre de particule, auquel un terme correctif a été apporté. Une fois l'expression du nombre de Reynolds modifiée connue, les nombres de Rayleigh et de Prandtl modifiés restent à déterminer.

D'après [110], on a :

$$Ra_m = Ra_f Da \frac{\lambda_f}{\lambda_{mel}} \quad (41)$$

Avec Ra_f nombre de Rayleigh du fluide, λ_f la conductivité du fluide et λ_{mel} la conductivité du mélange fluide-solide en condition de fluide stagnant. Le nombre de Prandtl modifié est défini dans [110] par :

$$Pr_m = Pr_f Da^{-1/2} / C_f \frac{\lambda_f}{\lambda_m} \quad (42)$$

Avec Pr_f nombre de Prandtl du fluide et C_f coefficient de Forcheimer, défini à 0,1 pour un lit de sphères [111]. On cherche alors à exprimer le ratio Ra_m/Pr_m pour ensuite calculer le nombre de Richardson :

$$\frac{Ra_m}{Pr_m} = \frac{Ra_f Da}{Pr_f Da^{-1/2} / C_f} \quad (43)$$

Exprimons Ra_f sous sa forme littérale :

$$Ra_f = \frac{g\beta}{\nu_f \alpha_f} \Delta T L^3 \quad (44)$$

avec g constante de gravité, β coefficient de dilatation du fluide, α_f étant la diffusivité thermique du fluide.

Exprimons Pr_f :

$$Pr_f = \frac{\nu_f}{\alpha_f} \quad (45)$$

En intégrant Ra_f et Pr_f à l'expression 43, on obtient :

$$\frac{Ra_m}{Pr_m} = \frac{g\beta\Delta TL^3 Da^{3/2} C_f}{\nu_f^2} \quad (46)$$

En utilisant l'équivalence de Kozeny-Carman une nouvelle fois pour obtenir le nombre de Darcy, on obtient :

$$Da^{3/2} = \left(\frac{\epsilon^3}{180(1-\epsilon)^2} \right)^{3/2} \frac{d_s^3}{L^3} \quad (47)$$

En injectant cette expression dans l'équation 46, on obtient alors :

$$\frac{Ra_m}{Pr_m} = \frac{g\beta\Delta T d_s^3}{\nu_f^2} C_f \left(\frac{\epsilon^3}{180(1-\epsilon)^2} \right)^{3/2} \quad (48)$$

En combinant les équations 40 et 48, le nombre de Richardson modifié est obtenu :

$$Ri_m = \frac{g\beta\Delta T d_s^3}{\nu_f^2} \frac{1}{\left(\frac{vd}{\nu_f}\right)^2} \frac{C_f}{\epsilon^2} \sqrt{\frac{\epsilon^3}{180(1-\epsilon)^2}} \quad (49)$$

$$Ri_m = \frac{Gr_{f-d}}{Re_{f-d}^2} C_f \sqrt{\frac{1}{180\epsilon(1-\epsilon)^2}} \quad (50)$$

Le nombre de Richardson comporte alors trois termes : un nombre de Grashof et un nombre de Reynolds calculés pour le fluide et possédant comme longueur caractéristique le diamètre des particules, ainsi qu'un terme correctif. Ce terme correctif dépend de la porosité du lit mais aussi de sa géométrie propre caractérisée par le nombre de Forcheimer.

Un nombre de Richardson modifié très inférieur à 1 indique une prédominance de la convection forcée [111]. A l'inverse, un nombre de Richardson modifié très supérieur à 1 indique une prédominance de la convection naturelle.

Considérons alors le nombre de Richardson pour chacun des 3 essais à 0,58, 0,29 et 0,14 kg.s⁻¹. La densité de l'air et son coefficient de dilatation sont considérés comme des propriétés moyennes entre la température ambiante et 500°C. Les nombres de Richardson modifiés sont alors de 0,011, 0,047 et 0,19 respectivement pour 0,58, 0,29 et 0,14 kg.s⁻¹. Ainsi, l'essai 0,58 kg.s⁻¹ présente une forte prédominance de la convection naturelle, qui se réduit pour l'essai 0,29 kg.s⁻¹, et encore davantage pour l'essai à 0,14 kg.s⁻¹ puisque l'hypothèse de $Ri_{-1} \ll 1$ n'est plus valable, et indique donc un mélange entre convection naturelle et convection forcée.

Afin de pouvoir mettre ces nombres en perspective, et indiquer le lien entre destratification thermique et le nombre de Richardson, une vue de côté de la température du stockage interpolée adimensionnée est proposée pour chacun des essais en fin de charge, présentée sur la figure 76. Les températures de la vue de profil sont obtenues à l'aide du

logiciel Paraview, avec une méthode d'interpolation Gaussienne de longueur caractéristique 1,5m, soit la distance entre les sections A et B, ou B et C.

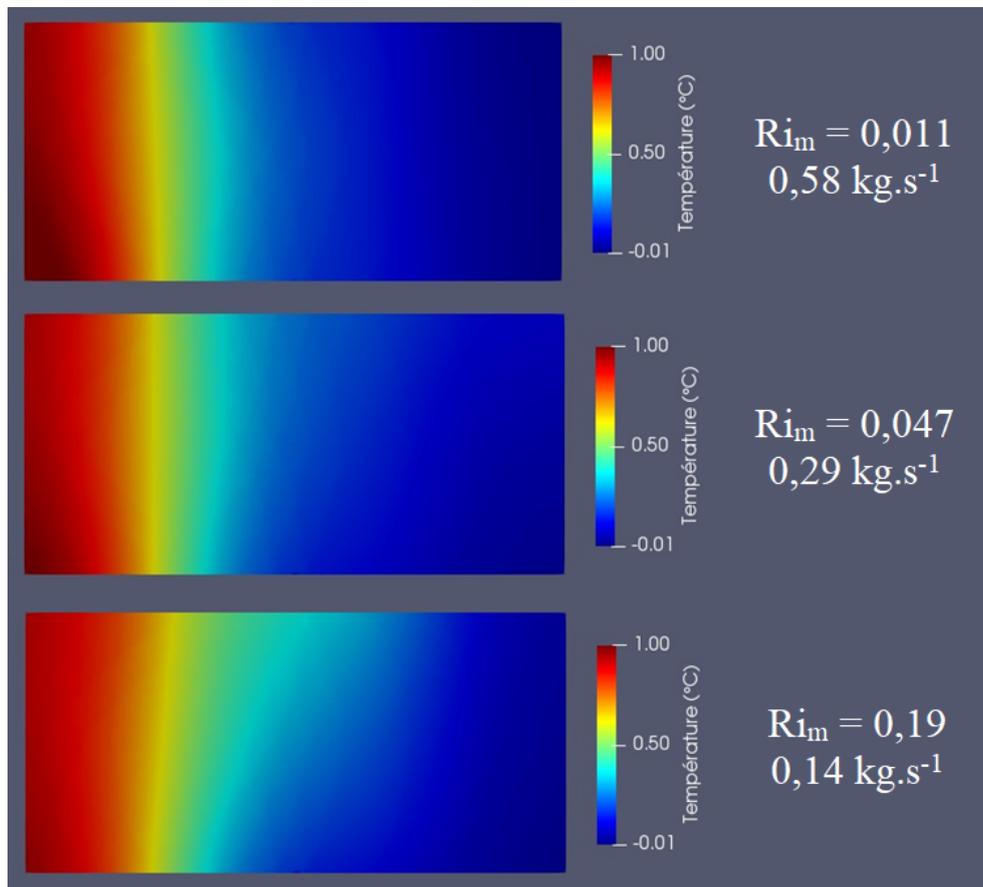


FIGURE 76 – Vue latérale du stockage thermique pour 3 essais différents à 0,58 (haut), 0,29 (milieu) et 0,14 kg.s^{-1} (bas) (température de charge 500°C), les températures étant interpolées

La température est homogène transversalement pour l'essai à 0,58 kg.s^{-1} , ce qui s'explique par un nombre de Richardson de 0,011, indiquant que le phénomène de convection naturelle peut être négligé dans ce cas. L'essai à 0,29 kg.s^{-1} indique une légère déstratification, alors une température en bas du stockage inférieure. Le nombre de Richardson est de 0,047, ce qui explique une prédominance de la convection forcée par rapport à la convection naturelle. Enfin, l'essai à 0,14 kg.s^{-1} indique une déstratification plus marquée. Le nombre de Richardson vaut dans ce cas 0,19. Cela indique que l'échange thermique est encore une fois mené par la convection forcée, mais la convection naturelle est toutefois présente.

La géométrie horizontale ne présente alors aucun inconvénient thermique lorsque le nombre de Richardson est très inférieur à 1. Cependant, à partir d'un nombre de Richardson de 0,05, quelques effets peuvent être visible sur la stratification et ces effets nuisibles à la stratification thermique s'intensifie lorsque le nombre de Richardson s'approche de 1. Ainsi, un nombre de Richardson inférieur à 0,05 est préconisé pour le dimensionnement d'un stockage horizontal.

Les conditions de faibles débits ayant été traités, il convient maintenant de statuer sur

la convection naturelle lors de l'absence total de débit, et donc de convection forcée dans le stockage. En effet, la chaleur fatale peut aussi être intermittente avec des périodes d'arrêt dues à des fonctionnements de cuissons par fournées, ou encore dues à une maintenance technique. Un premier essai expérimental concernant la robustesse vis-à-vis des périodes de repos a donc été réalisé. La température de charge a été de 525°C , à $0,58 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ pendant 3h20, puis une période d'arrêt de 6h20 a été imposée avant de poursuivre la charge dans les mêmes conditions opératoires. La décharge a été effectuée à $1,29 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. Un essai référence à 525°C et $0,58 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ a été réalisé sans période de repos pour comparaison. Le profil de température selon l'axe du lit est tracé sur la figure 77.

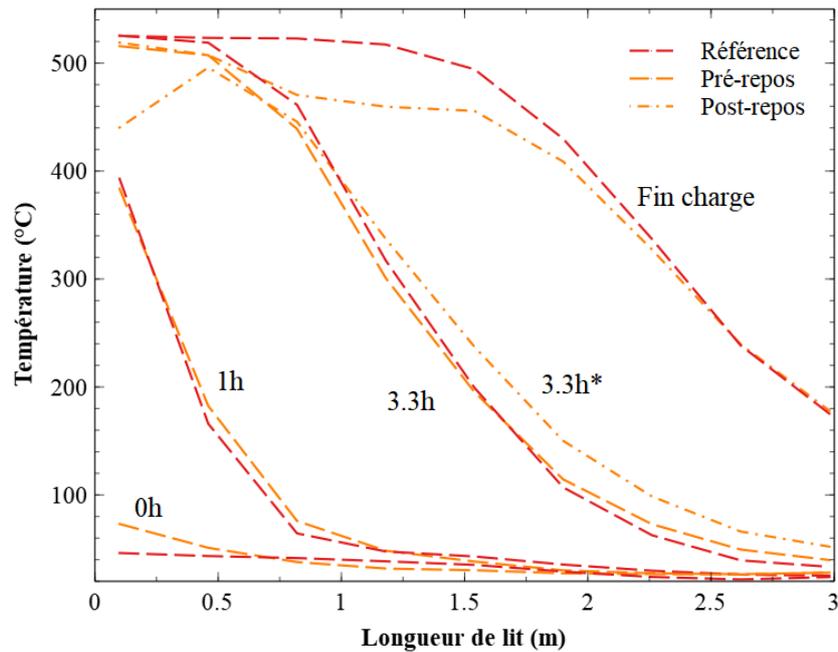


FIGURE 77 – Profils de température avec repos d'une durée de 3h20 et sans repos (température de charge 525°C , débit de charge $0,58 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$)

Les profils de température sont identiques à 3,3h pour les deux essais expérimentaux puisqu'il s'agit des mêmes conditions opératoires. Après la période de repos, deux phénomènes sont visibles. Une dé-stratification thermique s'est produite avec une thermocline dont la pente est moins prononcée que précédemment. L'autre phénomène se situe côté chaud du stockage, où les pertes thermiques sont particulièrement présentes par rapport au reste du stockage, probablement parce que la vanne n'a pas été fermée lors du repos.

L'impact de ces deux phénomènes peut être quantifié grâce aux rendements tracés sur la figure 78. La simulation de la période de repos n'a pas été réalisée car les phénomènes de convection naturelle ne peuvent être pris en compte à l'aide du modèle en une dimension proposé dans cette étude. La figure 78 montre l'accroissement du rendement en fonction de la température de décharge, correspondant à un temps croissant. Le rendement augmente d'abord à température de décharge constante. Il continue de croître alors que le stockage se refroidit, et que la température de décharge baisse pour atteindre 93% pour une température de consigne de 200°C . En revanche, la chaleur de l'essai « repos » n'est pas déchargée à température constante, probablement à cause des pertes thermiques de la période de repos. En effet, les pertes thermiques ont lieu du côté chaud du stockage. Ces pertes viennent perturber la zone de thermocline, qui s'étend alors à tout le stockage.

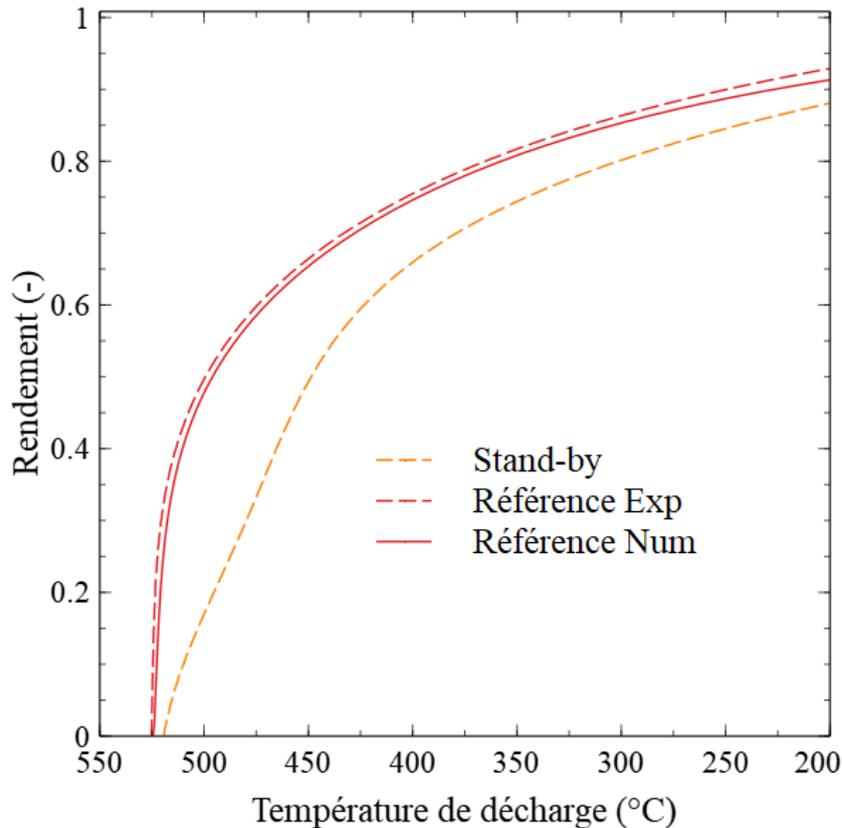


FIGURE 78 – Rendement de l’essai repos d’une durée de 3h20 (température de charge 525°C, débit de charge 0,58 kg.s⁻¹)

Ainsi, l’énergie thermique ne peut plus être déchargée à 525°C (température de charge) comme sur l’essai de référence. Pour une température seuil de décharge fixée à 450°C, le rendement est près de 20% inférieur à l’essai de référence. La chaleur haute température a donc été dégradée. En revanche, pour une température de décharge plus faible, 200°C, la différence de rendement énergétique n’est plus que de 5%. Le stockage a donc été capable de restituer 87% de la chaleur a une température supérieure à 200°C. La chaleur déchargée a cependant une température plus faible, et donc une exergie moins importante, ce qui fait apparaître un compromis entre la quantité de chaleur valorisée et sa qualité.

Dans un deuxième scénario, le stockage est soumis à une contrainte d’intermittences, qui représenterait par exemple une contrainte de chaleur fatale, ou encore des passages nuageux pour les centrales solaires. Le stockage est ainsi chargé 1h à 500°C à 0,57 kg.s⁻¹ pendant 1h, suivi par 1h de repos. Ce motif est répété jusqu’à ce qu’une température seuil de charge de 185°C soit atteinte. La décharge est ensuite effectuée à 0,65 kg.s⁻¹. Les profils de température sont tracés sur la figure 79 pour les durées de charge effectives à l’exclusion des périodes d’attente, profils donnés après les périodes de repos.

Le décalage entre les essais "intermittences" et référence augmente au long de la charge. Cela est causé par des pertes thermiques côté chaud du stockage pendant les phases de repos. La température maximale adimensionnelle qu’atteint le stockage en fin de charge n’est que de 0,96 (480°C), visible sur la courbe de l’essai "intermittences" (figure 79). Les périodes de repos modifient les phénomènes d’échanges au sein du stockage. En effet, en période de repos, la convection forcée laisse place à d’autres phénomènes favorisant la

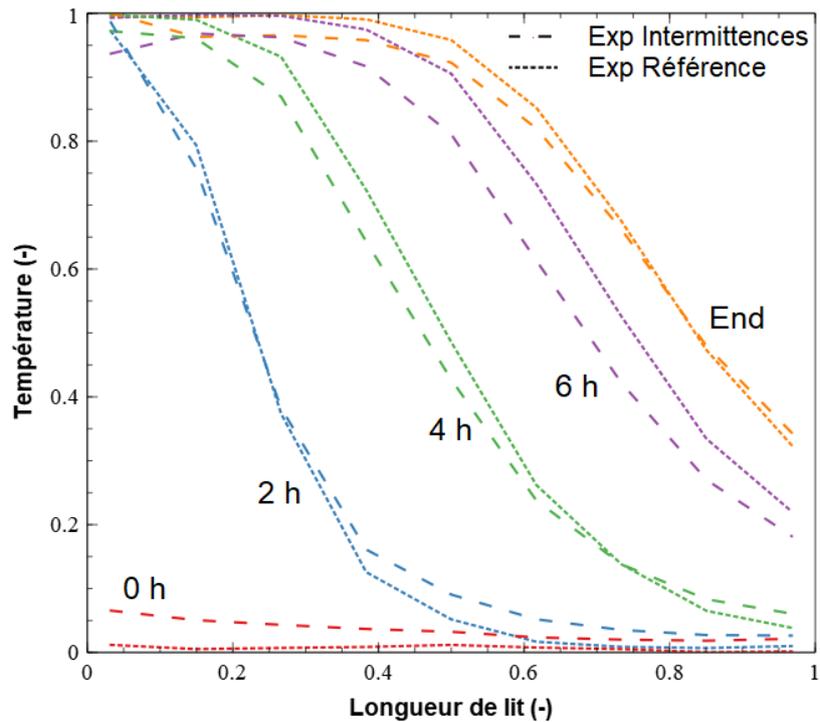


FIGURE 79 – Profil de température de l'essai intermittence, durées de charge effectives à l'exclusion des périodes d'attente indiquées (1h charge - 1h repos, température de charge 500°C, débit de charge 0,57 kg.s⁻¹)

conduction, convection naturelle et le rayonnement dans une moindre mesure. Cependant, en fin de charge, les thermoclines des deux essais sont quasiment superposées, ce qui est synonyme de performances thermiques similaires. Cela signifie aussi que la diffusion de la chaleur dans l'axe de l'écoulement est peu développée.

Cependant, les phases de repos doublent le temps de charge. Puisque l'essai est réalisé sur un stockage à géométrie horizontale, des hétérogénéités transversales sont susceptibles d'apparaître. Les températures des thermocouples de la section transversales B, situés au milieu du lit, sont tracées en fonction du temps de charge adimensionné. Pendant les phases de repos, les températures augmentent pour les thermocouples situés en haut du stockage, sont relativement constantes au milieu et diminuent pour les thermocouples situés en bas du stockage. Ce phénomène est probablement causé par la convection naturelle, puisque la chaleur semble se déplacer de bas en haut, favorisée par l'absence de convection forcée. Ce phénomène n'avait pas été observé sur les essais précédents.

Ce phénomène n'affecte qu'une partie du stockage, puisque la convection naturelle n'empêche pas la création d'une zone chaude dans le stockage. En effet, tous les thermocouples de la section B atteignent des températures comprises entre 400 et 500°C en fin de charge, ce qui signifie que la section est à une température relativement homogène.

Il est intéressant de noter que lorsque le fluide est remis en circulation, le stockage ne s'homogénéise pas transversalement. Il ne semble donc pas y avoir de brassage transversal du fluide en convection forcée.

Les résultats expérimentaux n'ont pas pu être comparés à un modèle numérique, à

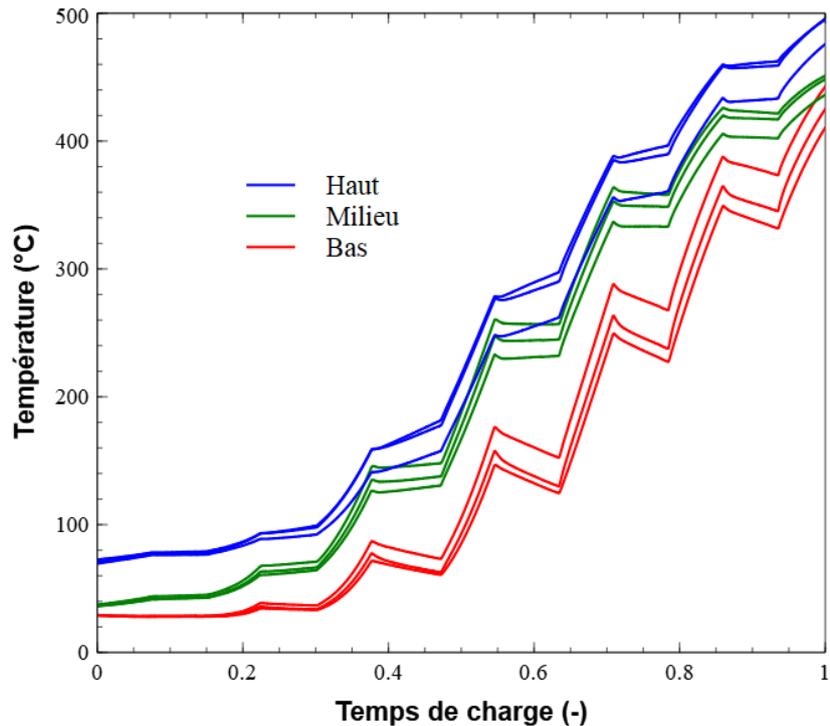


FIGURE 80 – Evolution des thermocouples de la section B lors de la charge de l'essai intermittence (1h charge - 1h repos, température de charge 500°C, débit de charge 0,57 kg.s⁻¹)

cause de la phase de repos. En effet, les hétérogénéités de températures transversales rendent le modèle en une dimension inapproprié, et demanderait un modèle en deux dimensions ou trois dimensions. Même en ayant accès à un modèle en trois dimensions, la simulation serait une tâche très complexe puisqu'il faudrait estimer les coefficients de convection naturelle, qui dépendraient de la dynamique thermique du lit de matériau non structuré au repos.

Le stockage est ensuite déchargé à un débit de 0,65 kg.s⁻¹. Le rendement est tracé en fonction de la température de décharge adimensionnée sur la figure 81.

Le rendement de stockage semble fortement affecté par les intermittences. Le stockage n'est pas capable de restituer la chaleur à la température de charge. La température de sortie diminue immédiatement à une valeur de 0,96 à cause des pertes thermiques pendant la phase de repos. Une vanne parfaitement hermétique côté chaud aurait permis de limiter ces pertes. Le stockage décharge environ 30% de son énergie à une température adimensionnelle de 0,96 (soit 481°C) avant que la température de décharge ne diminue à cause de l'extraction de la thermocline. A 0,8 de température seuil de décharge adimensionnelle, le rendement de l'essai intermittent a chuté de 13% par rapport à l'essai de référence. Cette diminution de rendement semble liée à la déstratification à la fois transversale qui augmente et la stratification axiale qui baisse lors des périodes de repos.

Cependant, charger un stockage en 7 phases de charge coupées de périodes de repos est un scénario de charge extrêmement défavorable. Ce scénario peut alors être vu comme une minoration des performances que le stockage pourrait atteindre pour ce type de fonctionnement.

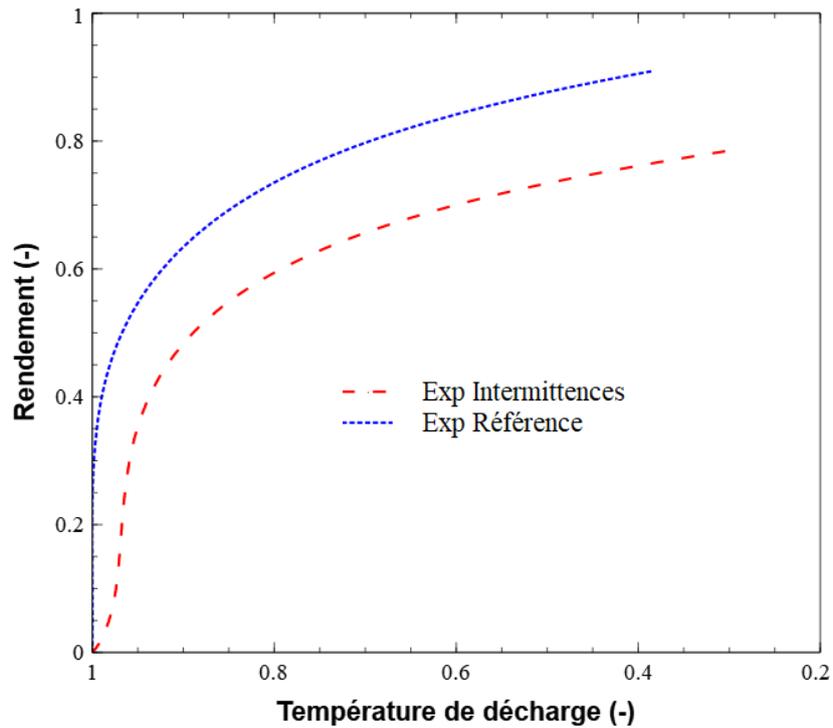


FIGURE 81 – Rendement de l’essai intermittence (1h charge - 1h repos, température de charge 500°C, débit de charge 0,57 kg.s⁻¹)

2.8 Conclusion

Lors de ce chapitre, les performances expérimentales et numériques d’un stockage de taille industrielle, avec une géométrie atypique horizontale ont été évaluées, et ce sur une large plage d’utilisation et face à de nombreuses contraintes appliquées sur le gisement. Le banc comportant le stockage industriel a été présenté, et des indicateurs de performances ont été choisis afin de qualifier les différents essais et les comparer. L’ensemble de ces essais sont rappelés dans le tableau 9.

	Nom de l'essai	Exp	Num	Température (°C)	Débit Charge (kg.s ⁻¹)	Débit décharge (kg.s ⁻¹)
Référence	1 cycle	x	x	525	0,58	0,65
	3 cycles	x	x	525 puis 500	0,58	0,65
Robustesse température	Créneaux 320-500 0,5h	x	x	320-500	0,58	0,65
	Créneaux 825-225 0,5h		x	225-825	0,58	0,65
	Créneaux 320-500 0,25h		x	320-500	0,58	0,65
	Créneaux 320-500 1,5h	x	x	320-500	0,58	0,65
	Rampe température	x	x	100-520	0,58	0,65
Robustesse débit	Décharge forte	x	x	525	0,58	1,29
	Créneaux 0,29-0,58	x	x	500	0,29-0,58	0,65
	Rampe 0,14-0,58	x	x	500	0,14-0,58	0,65
Robustesse conditions opératoires	Procédé céramique	x	x	50-500	0,37-0,58	0,65
	Solaire	x	x	500	0,10-0,58	0,65-1,20
	Comparaison Richardson	x		500	0,14/ 0,28/ 0,58	-
	Charge - Repos 6h - Charge	x		525	0,58	0,65
	Intermittence 1h ch - 1h repos	x		500	0,58	0,65

TABLE 9 – Tableau récapitulatif des essais

Des essais de référence ont été réalisés, à température et à débit constants, pour une charge/décharge unique et pour un enchaînement de 3 cycles charge/décharge. Ces essais ont montré que les performances attendues dans la littérature pour les cuves de taille industrielle ont été atteintes par l'Eco-Stock[®], avec un rendement de plus de 90%. La géométrie horizontale n'a pas affecté la performance du stockage, les températures transversales étant relativement homogènes. Cela indique que malgré quelques disparités locales, le comportement du stockage du point de vue du génie des procédés est bien maîtrisé. Bien que le stockage soit de grande taille, la capacité thermique de l'isolant ne peut pas être négligée (6,3%). Le modèle numérique a donc été choisi avec trois températures : une pour le solide, une pour le fluide et une pour la paroi. Ce modèle a tout d'abord été validé pour une température et un débit d'alimentation constants.

Afin de montrer la capacité du stockage thermocline à s'adapter à de multiples contraintes de gisement, propres à chacune des applications de ce type de stockage, trois catégories d'essais expérimentaux ont été menées. D'abord, la robustesse thermique du stockage face à des gisements à température variable a été testée. Lors des variations de la température de charge, l'inertie thermique du stockage a lissé le gisement pour stocker

puis restituer la chaleur à la température moyenne du gisement. Le modèle numérique a été validé et est donc capable de faire face à de fortes variations de ses conditions aux limites. L'étude numérique montre que le stockage garde cette propriété de filtrage de la température d'entrée peu importe la différence de température, qui a été testée jusqu'à 600°C de variation. En revanche, l'augmentation de la période du motif de variation du gisement à une durée du même ordre de grandeur que la durée de charge peut dégrader la qualité de la stratification thermique. Enfin, charger le stockage à une température de charge croissante dégrade fortement la stratification. En effet, aucune zone de température uniforme ne peut alors être établie dans ces conditions.

La robustesse aux variations de débit a ensuite été également testée. Le modèle numérique a une nouvelle fois été validé sur une large plage d'utilisation. Il semblerait que les variations du débit n'aient pas d'influence sur les performances du stockage au-dessus d'un certain débit seuil, que ce débit varie ou non. En dessous de ce seuil, la convection chute et la diffusion de la chaleur augmente, ce qui augmente la dé-stratification et fait chuter les performances du stockage. Ces travaux appuient donc ce constat déjà pointé par la littérature.

Enfin, différents régimes opératoires, propre à chaque application type visée du stockage thermocline (solaire à concentration et chaleur fatale principalement) ont été testés afin de valider les performances du stockage avec des variations de température, débit et phases de repos couplées. Le stockage thermocline a ainsi permis de valoriser la chaleur d'un gisement représentatif d'une application dans le domaine de la céramique. Le rendement est 5,5% inférieur à l'essai de référence (pour un seuil de décharge de 0,8), ce qui est dû à une température de gisement croissante, qui est l'une des conditions les plus défavorables à la charge d'un stockage thermocline. De même, l'essai avec un gisement de type solaire n'a montré qu'une dégradation mineure des performances du stockage. Les contraintes spécifiques à la géométrie horizontal sont abordées. A faible débit, la convection naturelle peut s'exprimer de part la réduction de la convection forcée. Le nombre de Richardson permet d'évaluer le ratio entre les deux, et un critère de dimensionnement est préconisé sur les stockages à géométrie horizontale afin de limiter ses effets indésirables. Enfin, lors des essais impliquant des périodes de repos, les performances du stockage sont susceptibles d'être dégradées. Si le repos est d'une durée totale courte par rapport à la durée de charge du stockage usuelle du stockage, alors l'impact du repos est relativement faible. En revanche, lorsque les durées cumulées de phase de repos sont du même ordre de grandeur que le temps de charge, cela peut pénaliser fortement les performances du stockage, la diffusion augmentant fortement la déstratification.

Le stockage thermocline a donc démontré sa robustesse face à différents types de contraintes de température, débit et de régimes opératoires. Le modèle a aussi prouvé sa robustesse face à ces mêmes contraintes. Il est maintenant possible d'intégrer le stockage a des procédés énergétiques et de modéliser les chaînes de procédés intégrant un stockage. Ce travail fait l'objet du troisième chapitre.

3 Interaction entre un stockage et des convertisseurs multi-énergies

3.1 Introduction

Le stockage thermique, par sa polyvalence, est susceptible d'être utilisé dans de nombreuses applications. En effet, le stockage thermique peut être couplé à des convertisseurs pour interagir avec un autre vecteur énergétique : l'électricité. Le stockage thermique permet de répondre à deux attentes vis à vis de ce vecteur.

La première est la valorisation de chaleur fatale, dont l'industrie est l'un des principaux producteurs. La chaleur fatale n'est pas toujours réutilisable sur site, une valorisation de l'énergie sous forme électrique peut donc être envisagée. Or, les technologies de convertisseurs, appelées "Heat to Power" (HTP : turbines, moteurs Stirling) n'acceptent pas de variations trop élevées de leur puissance d'alimentation, ce qui paraît incompatible avec la chaleur fatale, dont la température peut varier de plusieurs centaines de degrés et dont le débit est aussi susceptible de varier. Un stockage peut être implanté entre la source de chaleur fatale et le convertisseur afin de transformer une source variable en une source constante.

La deuxième attente est une intégration toujours plus forte des énergies renouvelables au réseau électrique, principalement photovoltaïque et éolienne. Ces énergies étant intermittentes, une forte intégration d'énergie renouvelable dans le mix énergétique risque de déstabiliser le réseau. Ainsi, le développement de solutions de stockage permettrait de faciliter cette intégration. Lors de pics de production, l'électricité pourrait être convertie en chaleur par des procédés appelés "Power to Heat" (PTH), puis stockée à l'aide d'un stockage thermique, afin d'être utilisée en temps voulu. La chaleur stockée pourrait même être convertie à nouveau en électricité grâce aux technologies "Heat to Power", et permettrait donc de stocker l'électricité sous forme thermique.

Ainsi, l'intégration d'un stockage thermique à diverses chaînes de procédés comportant des convertisseurs pourrait être un élément clef de la transition énergétique. Or, comme montré dans l'étude bibliographique, il existe relativement peu d'éléments sur l'intégration d'un stockage à des procédés énergétiques, à l'exception des centrales solaires à concentration qui ont reçu une forte attention sur la partie HTP, afin de pouvoir faire fonctionner une centrale solaire de manière déphasée pour maximiser les revenus de la centrale, ou encore produire de l'électricité de manière continue sur toute la journée.

Ce chapitre vise à établir différents scénarios d'intégration de systèmes de stockage couplés à des convertisseurs PTH et HTP. Le but est l'identification des diverses contraintes et problématiques en utilisant des cas d'étude issus de données industrielles. Différents modèles de représentation du stockage thermique sont présentés afin de répondre au mieux à ces problématiques. Une approche procédée est proposée afin de représenter le stockage au sein de chaînes énergétiques industrielles. Une approche originale de représentation du stockage par fonction de transfert est aussi proposée afin d'atteindre des temps de calculs très courts et ainsi faciliter le dimensionnement et l'intégration optimale d'un stockage thermique au sein d'un réseau énergétique. En complément des études techniques, une mise en perspective économique est aussi proposée afin d'évaluer sa pertinence commerciale.

3.2 Modélisation d'un stockage thermique intégré à des procédés

3.2.1 Conception et validation d'un modèle de thermocline sur un logiciel de type procédé

3.2.1.1 Modélisation avec Simscape

Afin de faciliter le développement des modèles et la transition de ces travaux vers l'industrie, le logiciel Simscape a été choisi⁴. Ce choix permet de bénéficier de nombreux composants thermiques déjà représentés ainsi qu'une gamme de fonctionnalités (post-traitement par exemple). La modélisation acausale est particulièrement appropriée pour la modélisation de systèmes thermique ou fluide, avec des composants susceptibles d'être utilisés de manière réversible. Simscape est une plateforme qui vient s'appuyer sur la plateforme Simulink, qui permet d'interfacer les composants, et Matlab, qui permet d'éditer le code. Simscape fournit déjà une librairie de composants standards, regroupés dans des librairies gaz, thermique, fluide diphasique, électrique, mécanique... Le code source est accessible pour la grande majorité des composants standards, ce qui donne un accès aux équations qui régissent les composants. Ces librairies peuvent être complétées par des composants personnalisés.

La modélisation d'un système sous Simscape se déroule donc de la manière suivante :

- choix des composants à modéliser : sous forme de blocs physiques avec des ports pour échanger les variables d'entrée/sortie avec les autres composants. Chaque composant est représenté par des équations (conservation de l'énergie, de la masse par exemple) ;
- paramétrisation des composants : définition des paramètres clefs (coefficients d'échanges par exemple), ainsi que des conditions initiales du composant ;
- paramétrisation du solveur : on peut imposer un pas de temps fixe ou variable, le type de solveur utilisé (ode23, ode45...), ainsi qu'une tolérance pour la vérification des bilans définis par les équations ;
- résolution : le solveur ayant les équations, paramètres, conditions aux limites et les spécificités imposées à la résolution du point précédent ;
- post-traitement : le tracé automatique de graphes, exports possibles sous excel ou autres formats.

3.2.1.2 Réduction du modèle

L'objectif de la modélisation de type procédé est de bénéficier de temps de calcul courts, qui rendent plus aisées les modélisations sur de longues périodes (à l'année par exemple), et facilitent les études paramétriques. Ainsi, un compromis entre temps de calcul et précision est recherché. Le modèle "réduit" sera alors confronté au modèle "complet" proposé dans le chapitre 2.

Différents axes peuvent être choisis pour la réduction du modèle. Il est possible par exemple d'intégrer la paroi au solide ou au fluide pour réduire le modèle de trois à deux équations. La paroi est généralement négligée sur des installations de taille industrielle, mais la chaleur stockée dans les parois de l'Eco-Stock[®] représente 6% de la capacité de

4. Plus d'informations sur <https://fr.mathworks.com/products/simscape.html>

stockage et ne peut donc être négligée (cf partie 2.4).

Bruch, Fourmigué et Couturier ont proposé une masse volumique effective pour prendre en compte la capacité thermique de la paroi [68]. La même équation est réutilisée pour y intégrer le comportement thermique de l'isolant, le système étant isolé de l'intérieur. Conformément au Chapitre 2, seuls 50% de la capacité thermique de l'isolant contribuent à la capacité thermique totale du stockage :

$$\rho_{bau,eff} = \rho_{bau} + \frac{m_w c_{p-w}}{(1 - \epsilon) C_{p-bau} V_{lit}} \quad (51)$$

Cette masse volumique effective ajoute à la masse volumique du solide une masse volumique liée à la paroi afin de l'intégrer sans pour autant changer la dynamique du transfert. Ce terme permet de réduire le modèle de trois équations à seulement deux équations, en supposant que la paroi et le solide ont des comportements thermiques similaires. Cette hypothèse est forte, sachant qu'il s'agit d'un isolant dont la température n'est pas uniforme.

Le terme de pertes thermiques, représentant l'échange convectif avec l'air extérieur, est négligeable lors d'une charge et décharge du stockage. Il doit être pris en compte lorsque le fonctionnement du stockage comporte des phases de repos de plusieurs heures. Les pertes thermiques sont appliquées à l'équation du fluide plutôt qu'à l'équation de paroi. Les coefficients d'échanges sont identiques à ceux du modèle complet.

Les propriétés physiques du modèle du chapitre 2 ont été calculées avec une température variable (cf partie 2.4). En effet, certaines propriétés, comme la capacité calorifique ou la masse volumique, varient de manière significative avec la température. Cependant, leur actualisation augmente considérablement le temps de calcul. Afin de pallier cet inconvénient, il est possible de considérer ces variables comme des paramètres constants. Les capacités calorifiques, conductivités thermiques, ainsi que la masse volumique de l'air seront calculés de deux façons différentes, résultant en deux modèles différents. Le premier modèle appelé "min-max" considère les propriétés calculées à la moyenne des températures haute et basse du système. Le second modèle appelé "moy var" considère les propriétés comme calculées à la température moyenne arithmétique spatiale du stockage, qui varie donc avec le temps.

Le modèle réduit est donc issu du modèle complet proposé dans le Chapitre 2, et comporte l'ensemble des modifications précédentes. Le modèle réduit comporte deux équations, la première correspondant au fluide et la deuxième au solide.

$$\epsilon(\rho c_p)_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + u \frac{\partial T_f}{\partial x} \right) = \lambda_{f,eff} \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + h_v (T_s - T_f) + h_{ext} \frac{A_{w \leftrightarrow ext}}{V_w} (T_{ext} - T_f) \quad (52)$$

$$(1 - \epsilon)(\rho c_p)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \lambda_{s,eff} \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + h_v (T_f - T_s) \quad (53)$$

Ce modèle réduit doit être préalablement validé afin de vérifier que ces hypothèses ne dégradent pas de manière significative les résultats obtenus.

Afin de pouvoir être validé, ce modèle doit d'abord être intégré à Simscape sous forme d'un composant personnalisé. Chaque composant physique Simscape possède la même structure de code, articulés en bloc. Il en existe 4 types :

- « nodes » correspond aux ports de liaison du composant avec le reste des composants Simscape. Il faut définir le type de bibliothèques (mécanique, gaz, thermique, électrique par exemple) auquel le port appartient, et lui donner une appellation que l'on conservera dans le reste du code.
- « branches » correspond aux relations entre les différents ports du composant. S'ils communiquent entre eux, il est possible d'établir un lien entre ces deux ports.
- « parameters » permet de définir des paramètres pour le calcul. Il faut donner à chaque paramètre une unité afin de respecter les analyses dimensionnelles de chaque équation du bloc « equations »
- « equations » permet de définir les équations du composant, telles que les bilans d'énergie et de masse.

La partie équation du composant est composée des équations principales de bilan de masse et d'énergie. La variation de la masse d'air dans le stockage liée à la variation de la température au sein du stockage est négligée. Le bilan massique entre les ports A et B, définissant l'entrée ou la sortie selon le sens d'écoulement est

$$\dot{m}_A + \dot{m}_B = 0 \quad (54)$$

Ainsi, la masse est conservée entre les noeuds A et B. Le bilan d'énergie est défini de la manière suivante :

$$\Phi_A + \Phi_B = \dot{m}_A(H_A - H_B) \quad (55)$$

La différence d'énergie du vecteur énergétique gaz entre les noeuds A et B est égale au débit massique multiplié par la différence d'enthalpie massique captée par le stockage.

Il convient ensuite d'ajouter les équations régissant la différence d'enthalpie entre les noeuds A et B. Il s'agit des équations de la chaleur définissant le comportement du stockage, qui correspondent à des équations aux dérivées partielles : une dérivée par rapport au temps, une dérivée par rapport à l'espace. Simscape étant un logiciel 0D, la gestion de la dérivée spatiale n'est pas prévue par le logiciel, contrairement à la notion de dérivée temporelle. Ainsi, il convient de transformer les équations thermiques de stockage thermocline en équations compréhensibles par Simscape. Pour cela, il suffit de discrétiser spatialement l'équation aux dérivées partielles (EDP) pour la transformer en équation aux dérivées ordinaires (EDO). Si le maillage spatial comporte 100 mailles, l'EDP est décomposée en 100 EDO. Le système comportant 2 EDP, on obtient 200 EDO à résoudre. Les EDO sont alors définies pour chaque maille i de la manière suivante :

$$\begin{aligned} \epsilon(\rho c_p)_f \left(\frac{\partial T_f(i)}{\partial t} + u \frac{T_f(i+1) - T_f(i)}{dx} \right) = \lambda_{f,eff} \frac{(T_f(i+1) - 2T_f(i) + T_f(i-1)))}{dx^2} \\ + h_v(T_s(i) - T_f(i)) + h_{ext} \frac{A_{w \leftrightarrow ext}}{V_w} (T_{ext} - T_f(i)) \end{aligned} \quad (56)$$

$$\begin{aligned} (1 - \epsilon)(\rho c_p)_s \frac{\partial T_s(i)}{\partial t} = \lambda_{s,eff} \frac{(T_s(i+1) - 2T_s(i) + T_s(i-1)))}{dx^2} \\ + h_v(T_f(i) - T_s(i)) \end{aligned} \quad (57)$$

Ces équations de la chaleur sont complétées par des équations définissant les conditions aux limites. Celles-ci sont identiques à celles du modèle complet.

Afin de définir la différence d'enthalpie entre les noeuds A et B, il est nécessaire d'établir un lien entre les pressions de ces deux ports. L'équation d'Ergun est appropriée pour modéliser la différence de pression liée aux pertes de charge dans le stockage. Le modèle est alors entièrement contraint.

3.2.1.3 Modélisation du banc de test Eco-Stock[®]

Afin de valider le modèle réduit, les données expérimentales du banc de test du chapitre 2 sont exploitées. Le banc de test est modélisé selon la figure 29. Le modèle comprend un réservoir supposé infini à travers duquel l'air est aspiré, un ventilateur, un canon à air chaud, le stockage et un autre réservoir supposé infini vers lequel le gaz est envoyé après avoir traversé le stockage. Un ensemble de vannes est aussi utilisé pour actionner les modes charge et décharge.

Les spécificités de chaque composant sont données ci-dessous :

- Les réservoirs sont supposés infinis à pression ambiante. La température du réservoir amont est variable et choisie comme étant égale à la température de sortie du canon à air chaud. Ce composant ne possède qu'un seul port. Le gaz entre et sort du port à la pression atmosphérique, mais sa température est déterminée par le sens d'écoulement. Si le fluide sort du réservoir, sa température est celle définie par le réservoir. Si le fluide entre dans le réservoir, sa température est imposée par le procédé amont. La température du réservoir peut varier en fonction du temps.
- Le ventilateur représente une source idéale d'énergie mécanique. Les débits de charge et décharge ainsi que les paramètres du stockage sont identiques au chapitre précédent.
- Le canon à air chaud est modélisé par une conduite d'un volume fixe échangeant de la chaleur par convection avec sa paroi.
- La température de sortie du canon à air chaud est contrôlée par un contrôleur proportionnel intégral, relié à un fichier fixant les consignes de température. Le contrôleur proportionnel intégral est borné à une limite inférieure de 0, ce qui signifie que le contrôleur ne peut qu'apporter de la chaleur au système et en aucun cas en soustraire.
- Les vannes sont pilotées en mode "tout ou rien" grâce à une consigne qui indique une section de passage proche de 0 lorsque la vanne stoppe le fluide et proche de la section de la conduite lorsque la vanne le laisse circuler.

Pour chacun des composants, les équations de conservation de masse, d'énergie et de moment si nécessaires sont données dans l'annexe H.

Le modèle du gaz choisi est réel afin que ses propriétés dépendent à la fois de la température et de la pression du système. Les autres modèles accessibles sont gaz parfait et gaz semi-réel (dépendant de la température uniquement).

3.2.1.4 Validation du modèle

Le banc de test permet la confrontation pour validation expérimentale du modèle généré sous Simscape. Les profils de température sont à nouveau utilisés pour valider le

modèle réduit. Le pas de temps maximum du solveur est fixé à deux secondes. Ce même pas de temps est utilisé pour la résolution du modèle complet par différence finie.

Les profils expérimentaux et numériques des températures pendant la charge sont tracés sur la figure 82 toutes les heures. Les profils numériques considérés sont le modèle complet, le modèle "min-max" et le modèle "var moy".

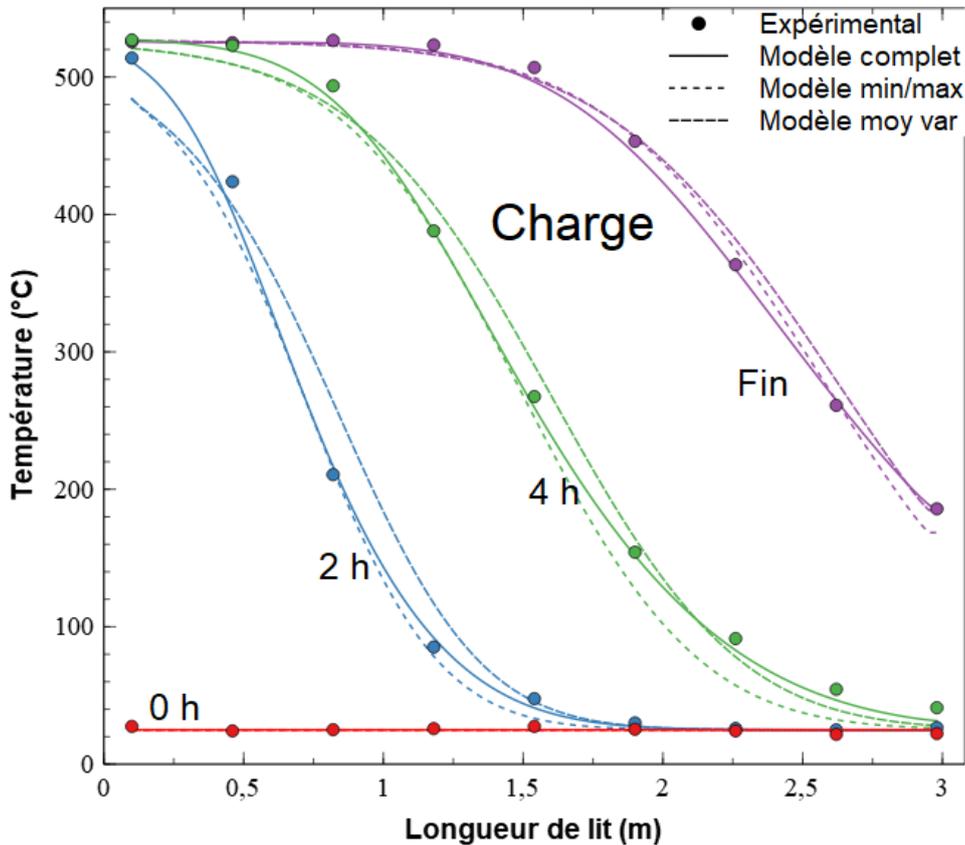


FIGURE 82 – Profils de température durant la charge des modèles complet (Chapitre 2), réduit avec propriétés physiques moyennes variables (var moy) et réduit avec propriétés physiques constantes considérée à température moyenne (min/max) (temps de charge total 6,8h)

Les profils de charge numériques obtenus avec les modèles réduits min-max et var moy sont relativement proche des points expérimentaux, compte tenu de la forte simplification du modèle. La partie du profil à basse température semble avoir été la plus affectée pour le modèle min-max. Une surestimation de la capacité calorifique du solide et de la masse volumique de l'air due aux propriétés moyennées est susceptible d'avoir causé cet écart pour les profils de 2 h et 4 h. Le profil en fin de charge expérimental semble être bien représenté pour chacun des modèles réduits, la charge ayant été arrêtée non pas par une température de fin de charge, mais par une durée de charge identique pour l'ensemble des modèles. Une différence de température de 15°C (soit 3% d'erreur) sur la température de sortie de fin de charge peut toutefois être notée pour le modèle min-max comparée à sa valeur expérimentale. Les autres modèles numériques complet et moy var présentent un écart inférieur à 1% par rapport à la valeur expérimentale. Un calcul des propriétés physiques précis permet donc d'obtenir des résultats numériques plus proches de l'expérience.

De même que pour la charge, les profils de décharge horaires sont tracés sur la figure 83. Les profils de charge numériques sont relativement proches des profils expérimentaux sur l'ensemble de la décharge. Les profils de température à 2 h de décharge sont proches du modèle complet et de l'expérience, avant d'être moins précis en fin de charge, lorsque la thermocline est extraite du stockage, avec un écart maximal de 30°C entre l'expérience et le modèle, soit 6% sur le point présentant l'erreur la plus conséquente.

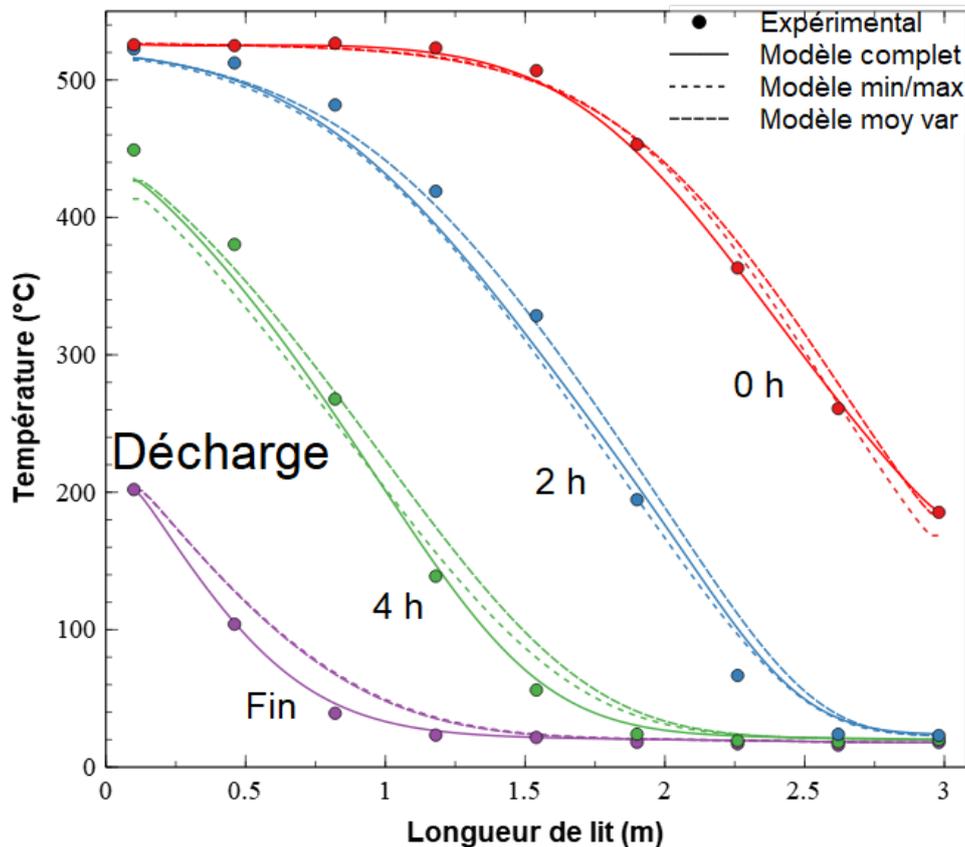


FIGURE 83 – Profils de température durant la décharge des modèles complet (Chapitre 2), réduit avec propriétés physiques moyennes variables (var moy) et réduit avec propriétés physiques constantes considérée à température moyenne (min/max) (temps de décharge total de 6h)

Le modèle réduit a été obtenu en simplifiant le modèle complet. Des propriétés physiques constantes du solide et de l'air ont été choisies alors même que les propriétés d'un gaz varient considérablement sur la gamme de température 20-520°C. De plus, l'équation de paroi a été intégrée à celle du solide afin de réduire le modèle réduit à 2 équations. La précision du modèle a été faiblement affectée, avec un écart du modèle réduit de maximum 30°C sur l'ensemble de la charge et de la décharge. Cet écart est acceptable pour des procédés dont les températures d'opération varient sur plusieurs centaines de degrés.

La réduction du temps de calcul n'a pas été chiffrée spécifiquement entre le modèle complet et les modèles réduits. En effet, les deux modèles sont exécutés sur deux logiciels différents (Matlab et Simscape), avec des méthodes de résolution différentes. Cependant, le modèle réduit a permis de simuler le comportement d'un stockage thermique sur un mois en moins de 10 minutes sur un ordinateur portable standard (Processeur i5-8350U, 4

coeurs, RAM 16 Go). Ce type de modèle réduit permettrait donc la modélisation annuelle d'un stockage couplé à un gisement de chaleur fatale ou encore une centrale solaire à concentration en environ 2 h.

3.2.2 Modélisation du stockage par fonction de transfert

La littérature est assez peu fournie sur les modèles analytiques dédiés aux stockages thermoclines, qui permettraient une approche simplifiée et donc des temps de calculs extrêmement courts, facilitant le prédimensionnement ainsi que l'intégration à des modèles de type procédés.

De plus, sur les applications d'interaction avec le réseau électrique, le prix de l'électricité, la production d'énergie renouvelable ainsi que la consommation évoluent sans cesse. L'optimisation est alors difficile à réaliser avec un modèle physique. Al Asmi *et al.* ont développé un modèle de type "boîte noire", qui permet de prédire les déplacements de la thermocline dans un stockage en fixant un certain nombre de paramètres [112]. Cette boîte noire a été obtenue en réalisant de très nombreuses simulations thermiques, permettant d'obtenir le comportement de la thermocline pour chaque cas. Cependant, le simple fait de changer le diamètre des particules solides rend la boîte noire inutilisable. Ainsi, une représentation du stockage thermique de manière analytique est encore à développer.

Dans le chapitre précédent, le stockage thermocline a permis de filtrer un signal de température. Lors de la charge du stockage thermocline avec un signal de type créneaux, l'amplitude entre la température maximale et la température minimale a diminué à chaque thermocouple, jusqu'à être parfaitement filtrée à la température moyenne. Ce comportement est similaire à ce qui peut être observé en électronique, lorsqu'un signal sinusoïdal passe à travers un filtre passe-bas.

3.2.2.1 Notion de filtre thermique

Assimilons le stockage à un filtre thermique, c'est-à-dire un système qui transforme un signal d'entrée (température du fluide en entrée) en un signal de sortie déphasé et d'amplitude différente (température du fluide en sortie). L'identification des nombres caractéristiques liés au comportement du stockage en tant que filtre est essentielle. Il convient d'identifier les phénomènes physiques clefs, permettant de définir ces nombres caractéristiques.

Le modèle complet présenté dans le Chapitre 2 est basé sur le modèle de Schumann, qui a été complété par l'ajout des différents termes permettant d'approcher au mieux le comportement d'un stockage expérimental. Des termes liés à la diffusion thermique solide, fluide, ou encore l'équation de paroi en font partie. Cependant, un modèle trop complexe ne permet pas l'identification des grandeurs clefs du problème, les ajouts de phénomènes minoritaires dans les échanges thermiques compliquant la tâche. Il convient dans un premier temps de reprendre des modèles originaux du stockage thermocline, comme celui présenté par Duffie et Beckmann [113]. Il s'agit d'un modèle advecto-convectif à deux équations. La première équation représente le comportement du fluide, avec un terme d'accumulation, un terme d'advection indiquant le transport de la chaleur selon l'axe x , et un terme de convection couplant l'équation fluide et l'équation solide. La seconde équation représente le comportement du solide, comportant un terme d'accumulation et le terme d'échange convectif couplant les équations.

$$\frac{\partial T_f}{\partial x} + \frac{m_f}{\dot{m}_f L} \frac{\partial T_f}{\partial t} = \frac{NUT}{L} (T_s - T_f) \quad (58)$$

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = NUT \frac{\dot{m}_f c_{p-f}}{m_s c_{p-s}} (T_f - T_s) \quad (59)$$

avec NUT défini selon

$$NUT = \frac{h_v S_{cs} L}{\dot{m}_f c_{p-f}} \quad (60)$$

avec m_f étant la masse de solide, \dot{m}_f le débit de fluide, L la taille du stockage, h_v étant le coefficient convectif volumique fluide-solide, S_{cs} la section transversale du lit, c_{p-f} et c_{p-s} les capacités calorifiques du fluide et du solide respectivement.

Le NUT représente la puissance d'échange fluide/solide rapportée à la puissance de charge/décharge. Il caractérise donc la capacité du stockage à absorber/restituer la puissance fournie/demandée ce qui est lié à l'épaisseur de thermocline. Ainsi, plus le NUT est élevé et moins la thermocline sera longue.

Avoir réduit le modèle permet de ne faire apparaître que 3 grandeurs, qui peuvent être utilisées pour adimensionner le modèle :

- une longueur caractéristique, qui est la longueur active d'échangeur entre le fluide et le solide. Cette longueur caractéristique semble être liée à la thermocline. En effet, un NUT faible imposera un échange thermique de qualité moindre entre le fluide et le solide, qui engendre un épaissement de la thermocline.

$$L_c = \frac{L}{NUT} \quad (61)$$

- un temps caractéristique, qui est lié au temps de charge et de décharge. Il s'agit en effet de la capacité du stockage rapportée au débit de capacité thermique du fluide modulé par le NUT c'est-à-dire l'aptitude du stockage à absorber/restituer la chaleur.

$$\tau_c = \frac{m_s c_{p-s}}{NUT \dot{m}_f c_{p-f}} \quad (62)$$

- une vitesse caractéristique, qui est la vitesse interstitielle de l'air dans le stockage

$$u_c = \frac{\dot{m}_f L}{m_f} \quad (63)$$

Ces trois grandeurs ne sont pas indépendantes. Il suffit de diviser L_c par u_c pour faire apparaître la relation suivante :

$$\tau_c = \frac{L_c}{u_c} \frac{m_f c_{p-f}}{m_s c_{p-s}} \quad (64)$$

Le ratio $m_f c_{p-f} / m_s c_{p-s}$ est faible, ce qui indique que le temps caractéristique lié à la vitesse du fluide est faible comparé au temps caractéristique de montée en température du solide. Cela se vérifie, puisque pour la charge d'un stockage thermique avec de l'air, le temps de passage de l'air n'est que de quelques secondes, comparé au temps de charge, qui est généralement de l'ordre de l'heure. Les paramètres L_c , τ et u_c étant liés, le problème ne dépend plus que de deux variables.

Le système d'équation est adimensionné de la manière suivante :

$$\begin{aligned} T^* &= \frac{T - T_{amb}}{T_{f-ch} - T_{amb}} \quad , \quad x^* = x \cdot \frac{NUT}{L} = \frac{x}{L_c} \quad \text{et} \\ t^* &= NUT \frac{\dot{m}_f c_{p-f}}{m_s c_{p-s}} \left[t - \frac{m_f x}{\dot{m}_f L} \right] = \frac{1}{\tau_c} \left[t - \frac{L_c x^*}{u_c} \right] \end{aligned} \quad (65)$$

Avec T_{f-ch} égale à la température maximale de charge si celle-ci est variable. La température adimensionnée T^* vaut 0 en début de charge et 1 lorsque le stockage a atteint localement la température de charge. L'état initial du stockage est considéré à une température uniforme. x^* est la longueur relative à la longueur caractéristique d'échange, contrairement à la longueur relative dans la cuve (x/L) retrouvée généralement dans la littérature. Enfin, le temps est adimensionné par le temps de charge du stockage, et dépend aussi de la position x considérée au sein du stockage. Le terme dépendant de la position est généralement très faible, le temps caractéristique thermique étant très grand devant le temps de séjour de l'air dans le stockage.

Avec cette écriture, le système d'équations devient :

$$\frac{\partial T_f^*}{\partial x^*} = T_s^* - T_f^* \quad (66)$$

$$\frac{\partial T_s^*}{\partial t^*} = T_f^* - T_s^* \quad (67)$$

avec

$$T_s^*(x^*, 0) = T_f^*(x^*, 0) = 0 \quad \text{et} \quad T_{f,in}^* = 1 \quad (68)$$

A. J. Willmott [114] a présenté une démonstration pour obtenir une solution analytique du modèle de Schumann. Olivès et Touzo présentent une autre méthode de résolution, qui permet d'obtenir la solution analytique par une double transformée de Laplace, en temps et en espace [115]. La solution analytique est alors la suivante :

$$T_f^*(x^*, t^*) = 1 - e^{-t^*} \int_0^{x^*} e^{-\chi} I_0(2\sqrt{\chi \cdot t^*}) d\chi \quad (69)$$

et

$$T_s^*(x^*, t^*) = e^{-x^*} \int_0^{t^*} e^{-\kappa} I_0(2\sqrt{x^* \cdot \kappa}) d\kappa \quad (70)$$

Les deux équations ci-dessus permettent l'obtention de l'expression remarque suivante :

$$T_s^*(x^* = a, t^* = b) + T_f^*(t^* = b, x^* = a) = 1 \quad (71)$$

Cette expression permet de mettre en avant la symétrie en temps et en espace.

3.2.2.2 Caractérisation du comportement du stockage thermique de référence et linéarité

L'Eco-Stock[®] est choisi comme stockage thermique de référence. Ses propriétés caractéristiques sont $L_c = 0,034$ m , $u_c = 1,12$ m.s⁻¹ et $\tau_c = 307$ s ($NUT = 92$). Différents stockages possédant une longueur multiple de L_c sont testés : 3, 5, 7, 10, 13, 15 et 20. Ces stockages sont soumis à différentes sollicitations de fréquence f variable. Le système d'équation adimensionné est résolu par différences finies.

Le gain est généralement utilisé lors des analyses fréquentielles, notamment pour tracer les diagrammes de Bode de fonction de transfert. Le gain est défini par l'équation 72, qui établit une relation entre la température d'entrée du fluide et sa température de sortie.

$$Gain(dB) = 20 \log\left(\frac{T_{f-sortie}}{T_{f-entree}}\right) \quad (72)$$

La conversion de période de sollicitation sinusoïdale en fréquence est définie par l'équation 73 :

$$f = \frac{1}{t_{periode}} \quad (73)$$

Afin de déterminer si le comportement des différents filtres est linéaire, le gain est tracé en fonction de la longueur caractéristique L_c sur la figure 84 pour différentes fréquences.

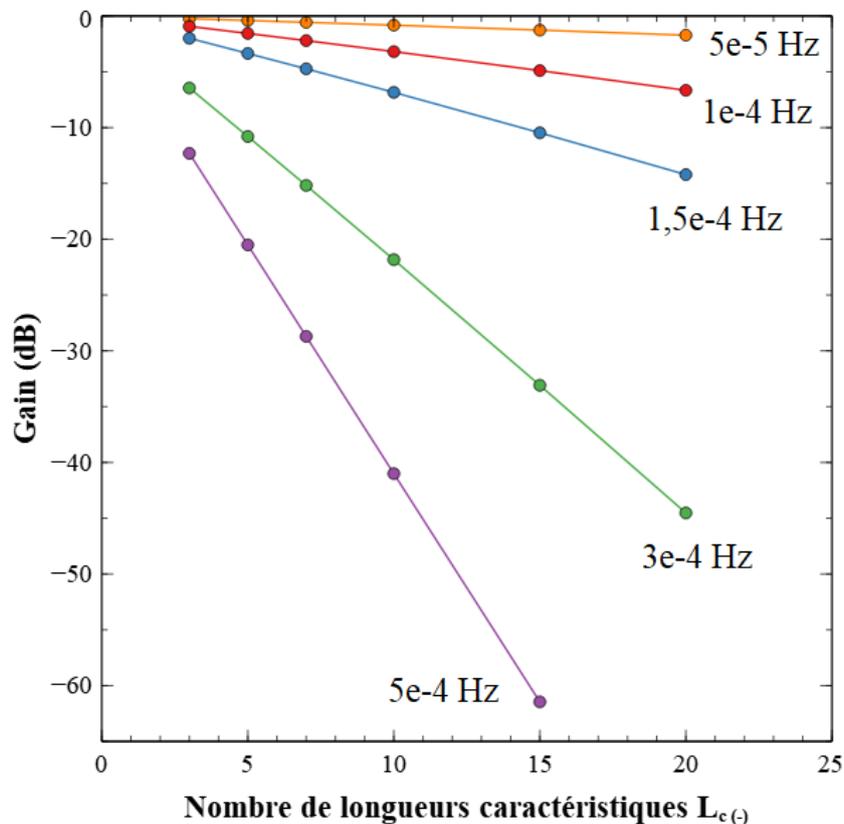


FIGURE 84 – Gains de 5 fréquences de sollicitation données en fonction du nombre de longueurs caractéristiques L_c

Les 5 fréquences ont permis d'obtenir 5 droites, ce qui permet d'affirmer la linéarité du comportement des différentes épaisseurs de stockage. Il existe même une proportionnalité entre la capacité du stockage à filtrer et son épaisseur. La propriété de linéarité est conservée quelle que soit la fréquence de sollicitation du filtre. Il est alors possible d'envisager le comportement d'un stockage comme une succession de filtres d'une certaine longueur caractéristique appliquée à la température du fluide.

Les diagrammes de Bode des stockages thermiques correspondant à 3, 5, 7, 10, 15 et 20 fois la longueur caractéristique L_c , sont tracés sur la figure 85. Les stockages thermiques

apparaissent comme des filtres passes-bas. En dessous d'une certaine fréquence caractéristique, appelée la fréquence de coupure, leur gain est de 0. Le signal n'est pas filtré. La fréquence de coupure semble identique pour toutes les épaisseurs, égale à 2.10^{-4} Hz, soit un temps caractéristique de 800 secondes, correspondant à $3 \tau_c$. Seule la pente, et donc l'ordre du filtre change lorsque le stockage augmente en longueur.

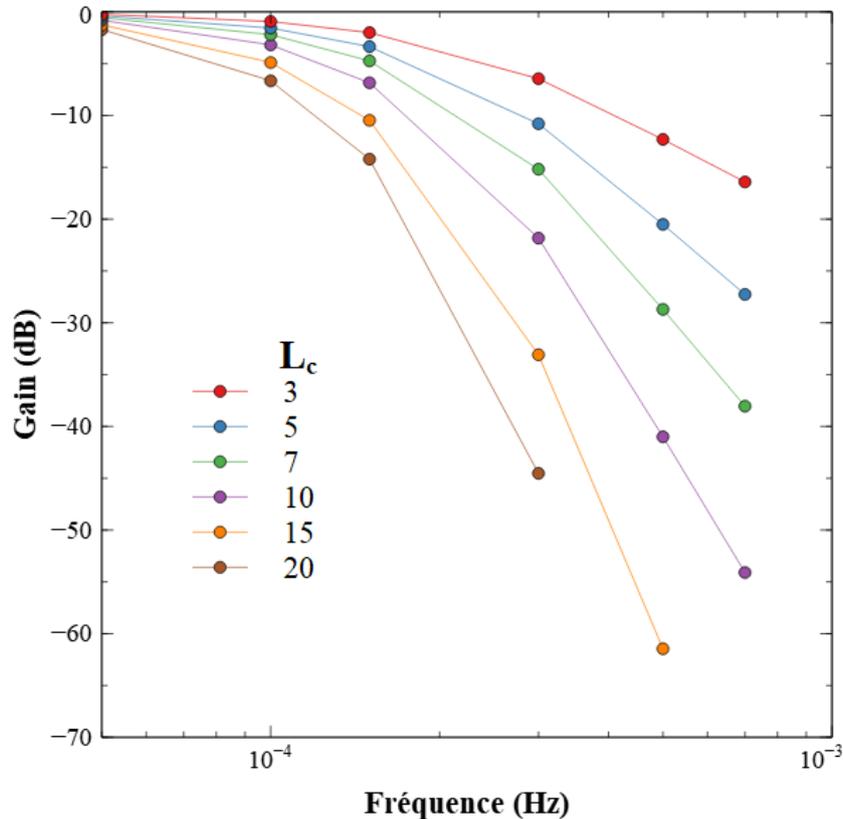


FIGURE 85 – Diagrammes de Bode de stockage de longueur caractéristiques 3, 5, 7, 10, 13, 15, 20

Il est possible d'identifier une épaisseur spécifique permettant d'obtenir le comportement d'un filtre d'ordre 1. Il s'agit d'un filtre avec une pente de -20 dB/décade. Ce filtre possède une longueur de $L_u = 2,06L_c = 7cm$.

Une fois que la longueur L_u caractéristique d'un filtre d'ordre 1 est connue, le stockage peut alors être considéré comme une succession de filtres d'ordre 1, permettant une représentation simplifiée par fonction de transfert.

3.2.2.3 Modélisation d'un filtre thermique par transformée de Laplace

La figure 86 illustre la représentation simplifiée du stockage thermique en tant qu'une série de filtres d'ordre 1 mis en série. Ces filtres sont appliqués à la température fluide, et permettent de transformer la température d'entrée en une température de sortie atténuée et déphasée.

La transformée de Laplace de la température du fluide pour un filtre d'ordre 1 soumis

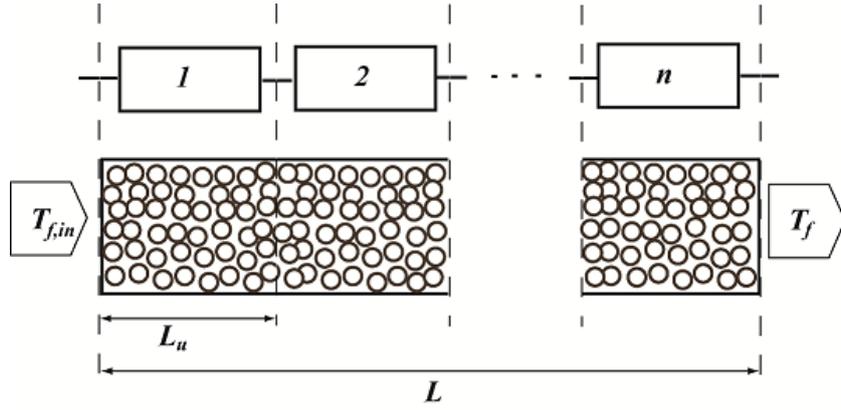


FIGURE 86 – Représentation d'un stockage thermique sous forme de filtre (Régis Olivès)

à un échelon en entrée est :

$$\overline{T_f^*}(s) = \frac{1}{s} \cdot \frac{1}{1+s} \quad (74)$$

Par transformée inverse de Laplace, il en résulte l'expression suivante :

$$T_f^*(t^*) = 1 - e^{-t^*} \quad (75)$$

Pour deux filtres d'ordre 1 en cascade, l'expression est :

$$\overline{T_f^*}(s) = \frac{1}{s} \cdot \frac{1}{(1+s)^2} \quad (76)$$

d'où

$$T_f^*(t^*) = 1 - (1+t^*)e^{-t^*} \quad (77)$$

Enfin, pour n filtres d'ordre 1 en cascade :

$$\overline{T_f^*}(s) = \frac{1}{s} \cdot \frac{1}{(1+s)^n} \quad (78)$$

d'où

$$T_f^*(t^*) = 1 - e_{n-1}(t^*) \cdot e^{-t^*} \quad (79)$$

avec

$$e_n(t^*) = 1 + \frac{t^*}{1!} + \frac{t^{*2}}{2!} + \frac{t^{*3}}{3!} + \dots + \frac{t^{*n}}{n!} \quad (80)$$

Les termes de l'équation précédente représentent le comportement au cours du temps d'une succession d'éléments constituant le stockage. Ainsi, le comportement d'un stockage d'une longueur quelconque L peut être décomposé en une série de n filtres, tel que $L = n \cdot L_u$.

Le diagramme de Bode obtenus grâce au modèle thermique et celui obtenu grâce à la représentation par fonction de transfert sont comparés sur un filtre d'ordre 1, afin de vérifier l'obtention de réponses identiques. Les deux diagrammes de Bode sont représentés sur la figure 87. L'utilisation d'un coefficient de correction valant 2,1 est utilisé pour ajuster le temps de transfert. Ce coefficient semble identique à celui permettant de passer de la longueur caractéristique thermique L_c à la longueur représentative d'un filtre d'ordre 1 L_u , mais aucun lien évident n'a été identifié entre ces deux coefficients correcteurs.

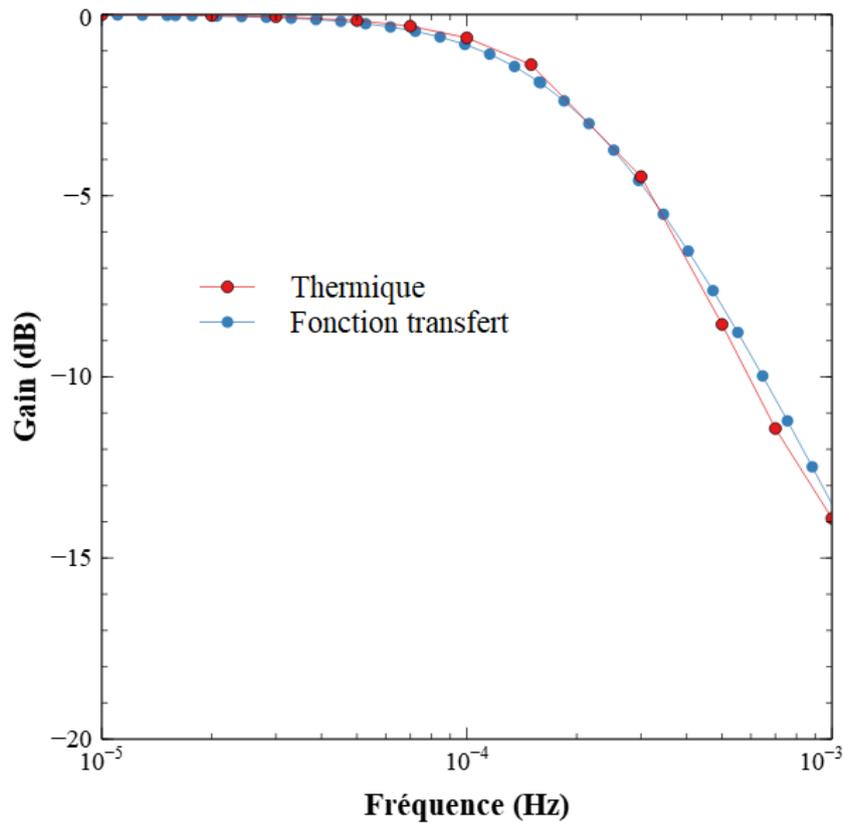


FIGURE 87 – Diagrammes de Bode d’un stockage d’ordre 1 (pente -20 dB/decade) obtenus par la modélisation thermique et par sa fonction de transfert

Les diagrammes de Bode sont superposés pour l’ensemble des fréquences, avec une fréquence de coupure estimée graphiquement à 2.10^{-4} Hz. Cela indique que la modélisation thermique et la représentation par fonction de transfert révèlent un comportement identique pour l’ensemble de la gamme de fréquence étudiée.

Grâce à sa représentation par fonction de transfert, le stockage thermique peut alors être représenté sur un logiciel de contrôle commande tel que Simulink, comme illustré sur la figure 88, avec C étant une constante corrective. Le stockage est ici représenté avec une sollicitation sous forme de fonction Heaviside mais ce type de représentation permet une généralisation aisée avec n’importe quel type de contrainte.

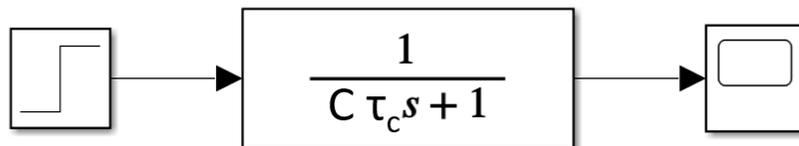


FIGURE 88 – Représentation d’un stockage dans un logiciel de contrôle commande

3.2.2.4 Équivalence de deux filtres thermiques

La résolution sous forme de transformée de Laplace fait apparaître deux grandeurs uniquement : le nombre de filtres mis en série n ainsi que le temps caractéristique τ . Or

la réduction du modèle permet de faire apparaître trois paramètres clés : L_c , τ et u_c . L'adimensionnement permet en effet de trouver une relation de similitude entre différents stockages thermiques.

Les équations d'adimensionnement de l'espace et du temps sont rappelées :

$$x^* = \frac{x}{L_c} \quad \text{et} \quad t^* = \frac{1}{\tau_c} \left[t - \frac{L_c x^*}{u_c} \right] \quad (81)$$

Deux stockages A et B sont en similitude s'ils possèdent la même longueur adimensionnée et le même temps adimensionné. Cela signifie que :

- leur temps caractéristique τ est identique et leur ratio L_c/u_c est identique (ce qui revient une nouvelle fois à dire qu'ils possèdent le même temps caractéristique grâce à l'équation 64.
- leur taille correspond à un même nombre X d'épaisseurs caractéristiques L_c .

Reformulons d'abord le nombre τ_c pour le stockage A :

$$\tau_{cA} = \frac{m_{sA}c_{sA}}{\dot{m}_{fA}c_{fA}} \frac{1}{NUT_A} = \frac{m_{sA}c_{sA}}{\dot{m}_{fA}c_{fA}} \frac{\dot{m}_{fA}c_{fA}}{h_{vA}A_{csA}L_A} = \frac{m_{sA}c_{sA}}{h_{vA}A_{csA}L_A} \quad (82)$$

$$\tau_{cA} = \frac{\epsilon A_{csA} L_A \rho_{sA} c_{sA}}{h_{vA} A_{csA} L_A} = \frac{\epsilon \rho_{sA} c_{sA}}{h_{vA}} \quad (83)$$

En supposant que les stockages A et B ont le même matériau de stockage, les propriétés ϵ , ρ_s , c_s sont communes à A et B. Si les deux stockages A et B possèdent le même temps caractéristique, on a :

$$\tau_{cA} = \frac{\epsilon \rho_{sA} c_{sA}}{h_{vA}} = \frac{\epsilon \rho_{sB} c_{sB}}{h_{vB}} = \tau_{cB} \quad (84)$$

D'où :

$$h_{vA} = h_{vB} \quad (85)$$

D'autre part, si les deux stockages A et B possèdent le même nombre X d'épaisseurs L_c alors :

$$\frac{L_A}{L_{cA}} = \frac{L_B}{L_{cB}} = X \quad \text{donc} \quad NUT_A = NUT_B \quad (86)$$

$$\frac{h_{vA} A_{csA} L_A}{\dot{m}_f c_{p-f}} = \frac{h_{vB} A_{csB} L_B}{\dot{m}_f c_{p-f}} \quad (87)$$

Ces deux filtres visent à filtrer le même gisement de débit \dot{m}_f et de capacité calorifique c_{p-f} . On a alors :

$$h_{vA} A_{csA} L_A = h_{vB} A_{csB} L_B \quad \text{donc} \quad V_A = V_B \quad (88)$$

Ainsi, deux stockages ayant le même matériau de stockage en similitude possèdent le même volume de stockage et le même coefficient de convection volumique.

Trois scénarios équivalents sont proposés, issus des relations ci-dessus. Les paramètres de ces trois configurations sont donnés dans le tableau 10. Les 3 scénarios sont issus d'une unique configuration de stockage, pour laquelle la section de stockage A_{cs} a été modifiée

arbitrairement. Afin de conserver le temps caractéristique τ_c constant, le diamètre caractéristique des particules solides a été modifié. Le diamètre a donc été choisi de manière à conserver un coefficient de convection constant, et donc un même τ_c . Les stockages ont été considérés pour une épaisseur choisie arbitrairement à $10 L_c$.

Caractéristique	Unité	Scénario 1	Scénario 2	Scénario 3
d_s	mm	22	30	51
Section	m ²	4	2,89	1,69
Longueur stockage	m	0,024	0,034	0,057
Nombre épaisseurs L_c	-	10	10	10
Débit massique	kg.s ⁻¹	0,57	0,57	0,57
Coefficient convection	W.m ⁻³ .K ⁻¹	12258	12258	12258
Volume	m ³	1,02	1,03	1,04
L_c	m	0,024	0,034	0,057
τ	s	307	307	307
V_c	m.s ⁻¹	0,81	1,12	1,92

TABLE 10 – Trois scénarios de filtres thermiques proposés pour comparaison à τ_c constant

Le diagramme de Bode des trois scénarios permet de montrer que la réponse des filtres est identique, illustré sur la figure 89.

Les 3 diagrammes de Bode se superposent au point qu'il est impossible de faire la différence entre les 3 courbes. L'équivalence des 3 scénarios est évidente : les 3 scénarios présentent le même volume, un coefficient de convection identique, et un débit identique. L'air a donc pu céder la même quantité de chaleur à chaque filtre, et la température de sortie de l'air est identique pour chaque filtre.

Une fois que la notion de filtres thermiques en similitude a été développée, il est possible de s'intéresser à des abaques permettant un dimensionnement aisé de filtres thermiques.

3.2.2.5 Abaque de dimensionnement d'un filtre thermique

D'après la section précédente, il est possible de trouver un stockage qui possède un comportement équivalent en conservant τ constant et un même nombre X de couches caractéristiques L_c . Ainsi, une abaque peut être tracée pour différents coefficients τ avec un même u_c ici fixé à 1,12 m.s⁻¹, donné par le scénario de référence. L'ensemble de ces filtres sont considérés sur une longueur arbitraire de $10 L_c$. Ces scénarios de références ainsi que l'abaque sont présentés ci-dessous :

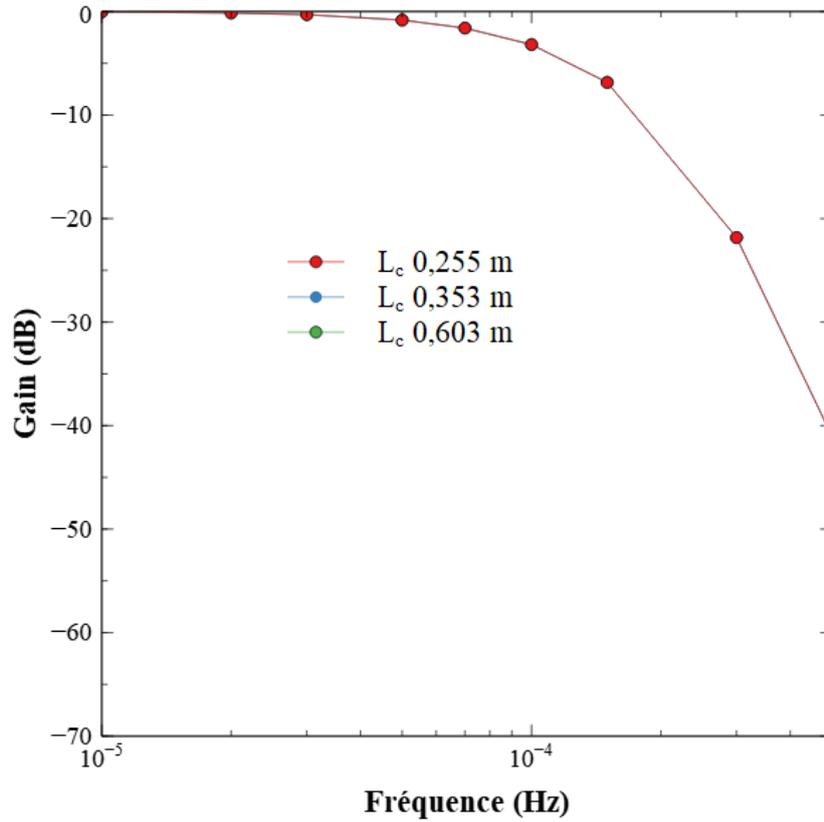


FIGURE 89 – Diagramme de Bode des 3 filtres thermiques proposés pour comparaison à γ constant

Propriété	Unité	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9	S10
d_s	m	0,05	0,045	0,04	0,035	0,03	0,025	0,02	0,015	0,01	0,005
$10 L_c$	m	0,495	0,457	0,418	0,377	0,336	0,292	0,247	0,198	0,146	0,0860
Section	m ²	2,89	2,89	2,89	2,89	2,89	2,89	2,89	2,89	2,89	2,89
Débit massique	kg.s ⁻¹	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57
Coefficient convection	W.m ⁻³ .K ⁻¹	3985	4317	4722	5226	5876	6749	7997	9951	13543	22934
NUT	-	62	67	73	81	91	105	124	155	211	358
L_c	m	0,0495	0,0457	0,0418	0,0377	0,0336	0,0292	0,0247	0,0198	0,0146	0,00860
τ	s	452	417	381	344	306	267	225	181	133	78
V_c	m.s ⁻¹	1,12	1,13	1,14	1,15	1,16	1,17	1,18	1,19	1,20	1,21

TABLE 11 – Scénarios de référence pour l’abaque

Cet abaque permet de connaître le comportement de n’importe quel stockage utilisé comme filtre thermique possédant un τ entre 78 s et 452 s.

Son utilisation est simple. Pour un stockage quelconque, il suffit de calculer son temps caractéristique τ , et de lire la courbe correspondante sur l’abaque. Une fois les gains de la courbe relevés, il faut multiplier le gain de cette courbe par Z , facteur correspondant à :

$$Z = \frac{L}{10L_c} \quad (89)$$

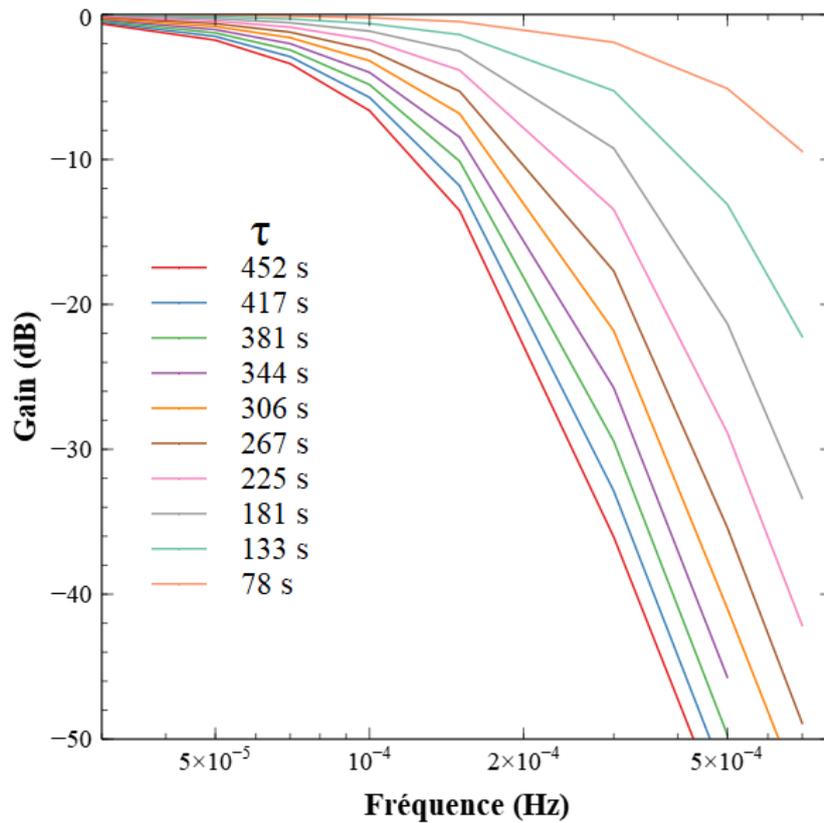


FIGURE 90 – Abaques de filtres thermiques à $u_c = 1,12 \text{ m.s}^{-1}$ et une longueur de $10 L_c$

L étant la longueur quelconque du stockage, et $10 L_c$ correspond à la taille du stockage de l'abaque. La courbe de gain multipliée par ce facteur donne alors le comportement thermique du filtre.

Il est aussi possible d'utiliser cet abaque pour dimensionner un filtre thermique. Supposons un gisement de chaleur fatale variant de façon sinusoïdale dont la période caractéristique est de 40 minutes, qu'on veut filtrer pour réduire son amplitude de sortie à 20% de sa valeur initiale. Le débit de fumées est de $0,7 \text{ kg.s}^{-1}$. La période caractéristique nous indique une fréquence ($f = 4.10^{-4} \text{ Hz}$) à placer sur l'abaque mais aussi le gain espéré par le filtre. La conversion entre le gain et le pourcentage de filtrage est donné dans la table ci-dessous :

% filtre	77,9%	60,7%	47,2%	36,8%	28,7%	22,3%	17,4%	13,5%	10,5%	8,2%	6,4%
Gain (dB)	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	-50	-55

TABLE 12 – Correspondance entre le gain et l'amplitude de sortie du filtre

La première étape est de convertir ce stockage quelconque en équivalent tracé sur l'abaque. Le but est l'identification d'un stockage possédant le même τ . Celui-ci est déterminé grâce à la figure 91.

Un stockage avec une valeur de τ égale à 306 secondes semble être approprié pour filtrer le gisement en question. Ce τ correspond au scénario S5. Dans ce scénario de référence, le débit était de $0,57 \text{ kg.s}^{-1}$, or le débit est ici de $0,7 \text{ kg.s}^{-1}$. Il faut alors déterminer un stockage équivalent en choisissant le diamètre de cuve afin d'en déduire le diamètre

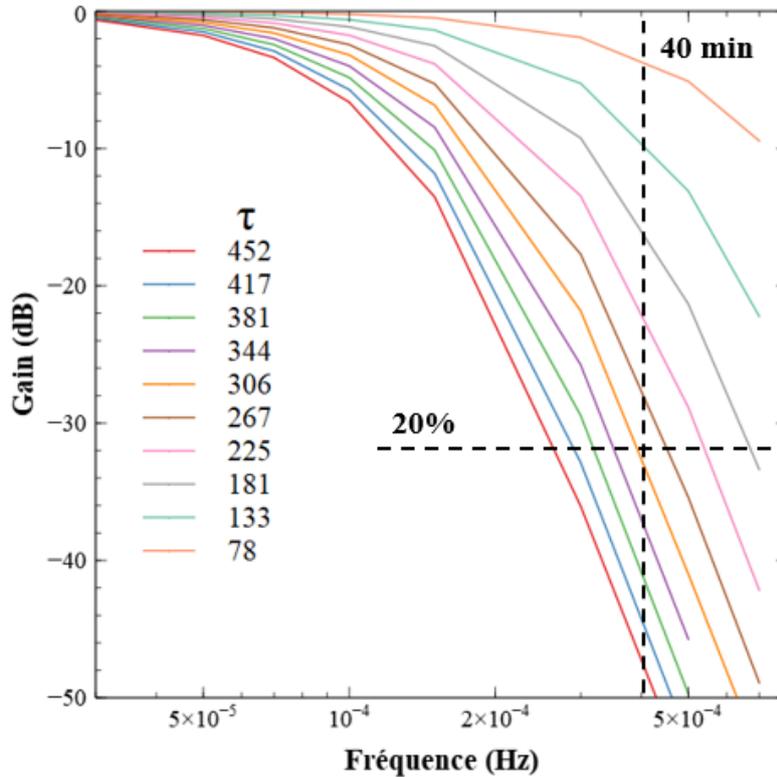


FIGURE 91 – Identification du τ

des particules, ou l'inverse. En choisissant une section de cuve de $2,89 \text{ m}^2$ (scénario Ex3 sur le tableau 13), il faut modifier le diamètre de particules de manière à obtenir un τ identique, calculé ici à 37 mm. Des dimensionnements alternatifs (Ex1 à Ex5) sont proposés. Pour comparer ces scénarios, les nombres de Biot et les pertes de charge de chaque filtre ont été calculés. Afin de conserver des particules thermiquement mince, les solutions Ex1 et Ex2 possédant un nombre de Biot supérieur à 1 doivent être exclues. Les pertes de charge peuvent aussi être considérées. Celles-ci diminuent lorsque la section de passage du filtre augmente. Cependant, un ratio longueur/diamètre trop faible conduirait à un stockage moins compact et probablement plus difficile à installer sur site. D'autres problématiques, comme l'homogénéité de l'injection d'air dans le stockage, peuvent aussi survenir. Ainsi, il convient de tenir compte de l'ensemble de ces contraintes avant de définir un dimensionnement.

Propriété	Unité	S5	Ex1	Ex2	Ex3	Ex4	Ex5
d_s	m	30	107	47	37	27	17
10 L_c	m	0,336	1,192	0,530	0,412	0,298	0,191
Section	m ²	2,89	1	2,25	2,89	4	6,25
Débit massique	kg.s ⁻¹	0,57	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Coefficient convec- tion	W.m ⁻³ .K ⁻¹	5876	5873	5873	5873	5873	5873
NUT	-	92	26	58	75	103	162
L_c	m	0,034	0,119	0,053	0,041	0,030	0,019
τ	s	307	307	307	307	307	307
V_c	m.s ⁻¹	1,12	3,98	1,77	1,38	0,99	0,64
Biot	-	-	5,29	1,05	0,63	0,33	0,14
Pertes de charge	Pa	-	200	43	28	17	10

TABLE 13 – Scénarios de dimensionnement possibles pour le filtrage du gisement

3.2.2.6 Limites et perspectives

La représentation d'un stockage sous forme de filtres thermiques placés en série permet de simplifier considérablement sa modélisation, le modèle à deux équations étant remplacé par une fonction de transfert.

L'approche du comportement du stockage par fonction de transfert limite aussi une partie de la modélisation. L'état initial du stockage doit a priori être à une température uniforme. Un enchaînement de charge/décharge nécessiterait alors une analyse plus approfondie. En effet, la charge étant arrêtée lorsque la température seuil de charge est atteinte, la décharge commence avec un stockage qui n'est pas à température uniforme. Tout cyclage à charge partielle est donc exclu par définition de la modélisation par fonction de transfert.

3.3 Intégration aux procédés énergétiques

3.3.1 Fonctionnement du marché de l'électricité

Le marché de l'électricité est extrêmement régulé pour éviter toute défaillance. Le gestionnaire du Réseau de Transport d'Electricité (RTE) est chargée de veiller à l'équilibre du réseau électrique. La fréquence doit être maintenue à 50 Hz sur le réseau national, la tolérance étant de 0,05 Hz⁵.

Le marché de l'électricité EPEX SPOT permet de réguler de manière commerciale l'équilibre entre l'offre et la demande en Europe, avec une distinction de marché pour

5. <https://www.rte-france.com/riverains/la-frequence-electrique-un-indicateur-dequilibre-du-reseau>

chaque pays⁶. On distingue deux marchés : le marché Day-Ahead et le marché infra-journalier. Ainsi, au jour J-1 (day ahead en anglais), des prévisions sont faites par les grands producteurs et consommateurs d'électricité. Chaque acteur fait une offre pour la fourniture ou la consommation d'une puissance pour chaque heure de la journée à venir. L'algorithme d'EPEX SPOT définit ensuite le prix SPOT qui correspond au prix de l'électricité pour chaque heure de la journée. L'ensemble des transactions (achat ou vente) ont lieu à ce prix. Le réseau s'équilibre alors par la loi de l'offre et de la demande : une faible offre et beaucoup de demandes provoqueront une hausse du prix, ce qui découragera les consommateurs. L'EPEX SPOT régule ainsi l'électricité sur l'ensemble du marché européen. Le type de revenu associé au marché Day-Ahead (c'est-à-dire l'achat et la revente d'électricité) est appelé arbitrage.

Afin d'ajuster au mieux l'offre et la demande, il est possible de commercer dans une échelle de temps infra-journalière afin de rectifier les erreurs commises pendant la prévision. Le prix des transactions peut alors être négocié jusqu'à 5 minutes avant la transaction. Cependant, la majorité des transactions ont lieu sur le marché Day-Ahead. Ainsi, les producteurs d'énergie électrique, qu'elle soit renouvelable ou non vendent leur électricité sur ce marché (nucléaire, centrales à charbon, éolien, photovoltaïque...). Les Stations de Transfert d'Énergie par Pompage (STEP, qui est une centrale hydroélectrique réversible par pompage puis turbinage de l'eau) bâtissent leur modèle économique sur les variations de ce prix de l'électricité pour accumuler de l'énergie quand elle est peu chère pour la revendre à prix fort.

3.3.2 Power to Heat (PTH)

Le Power to Heat est l'un des potentiels relais de croissance du stockage thermocline. Ce type d'installation permettrait de fournir de la chaleur non-carbonée si elle provient de sources renouvelables. Il s'agit de convertir de l'électricité à bas coût en chaleur à forte valeur ajoutée. Ce type de système paraît très simple techniquement : la chaleur est générée par effet Joule puis stockée au sein d'un stockage thermique. La solution pour notre étude est la génération de chaleur à l'aide de canons à air chaud, cette chaleur étant transmise au stockage thermocline à l'aide d'un ventilateur. Le stockage peut alors alimenter une multitude de procédés industriels.

Le but de cette étude est donc d'identifier la pertinence technique et économique d'un tel stockage, ainsi que les contraintes particulières appliquées à son pilotage. L'hypothèse est que les prix d'achat et de vente, normalement estimés à l'aide d'algorithme de prédiction et d'optimisation, sont ici connus un jour à l'avance.

Afin d'illustrer le service que peut rendre le Power to Heat, Eco-Tech Ceram a proposé un cas industriel. Le Power to Heat consiste ici au chauffage d'air ambiant à 150°C grâce à des radiants électriques (ou canon à air chaud) pour l'alimentation d'un procédé aval. 1 MW de chaleur est requis pour le fonctionnement du procédé pendant 1 h, puis s'en suivent 3 h de stand-by. Ce cycle de 4 h est répété 6 fois par jour, à partir de minuit. Afin d'anticiper d'éventuelles pertes thermiques, une marge de 3 % supplémentaire est comptée sur la puissance de décharge, qui atteint 1 030 kW. Le procédé fonctionne en cycle ouvert lors de la décharge, l'air alimentant le procédé étant ensuite rejeté par une

6. Le cours des différents marchés peut être suivi sur <https://www.rte-france.com/eco2mix/les-donnees-de-marche>

cheminée. Un schéma du procédé est présenté sur la figure 92.

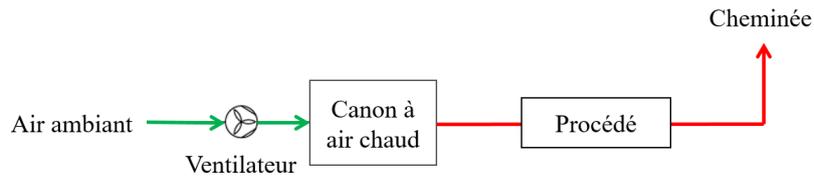


FIGURE 92 – Schéma du procédé industriel

L'électricité étant initialement achetée sur le marché de l'électricité intra-journalier, son coût est variable heure par heure. L'industriel est alors tributaire des fluctuations de prix et ne peut que les subir. Un exemple des variations de prix de marché, ainsi que les prix au moment des besoins sont indiqués sur la figure 93. Ajouter une solution de stockage thermique permettrait de générer la chaleur lorsque le prix est bas pour l'utiliser quand le prix de l'électricité est haut.

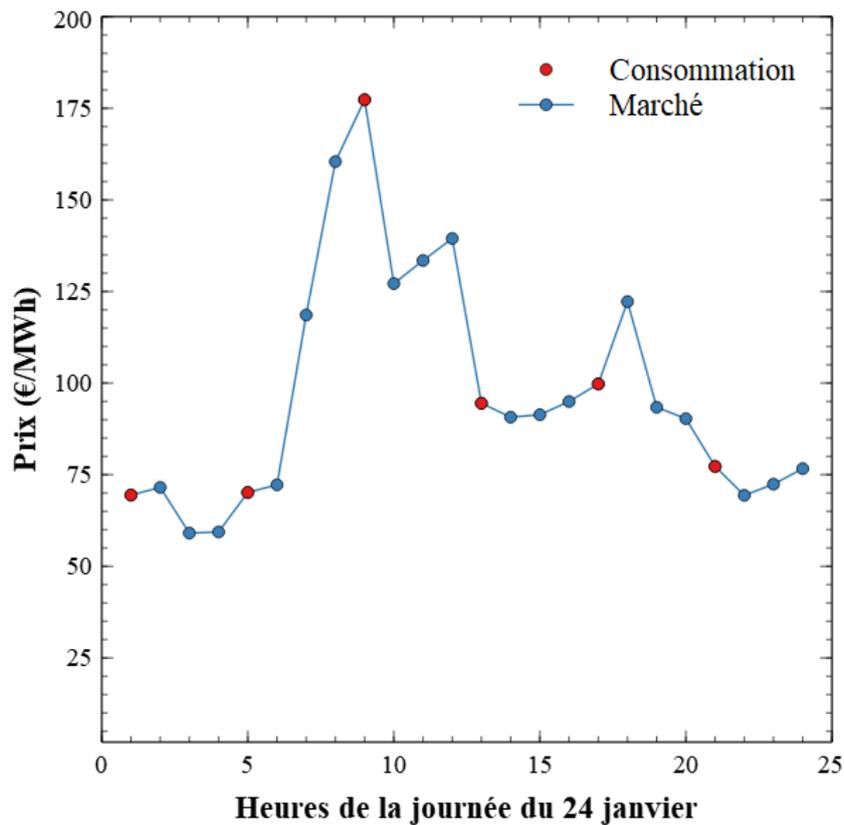


FIGURE 93 – Variations des prix de l'électricité sur la journée du 24 janvier (bleu : le prix du marché, rouge : prix au moment de la consommation par l'industriel) (données EPEX SPOT)

Par exemple, le prix payé par l'industriel à 9 h est de 177,33 €/MWh. Un potentiel stockage aurait pu être chargé à 6 h, soit 3 h avant, afin de payer l'électricité seulement 72,23 €/MWh, ce qui aurait permis près de 105 €/MWh d'économie sur ce seul cycle (excluant l'amortissement du coût du stockage).

3.3.2.1 Définition d'une stratégie de fonctionnement

Le besoin étant de 1 MWh/cycle, la capacité de stockage utile est fixée à 1 MWh. La température de stockage est choisie à 600°C, couplé à un système de dilution permettant de diluer l'air de décharge à 150°C. Ce type de procédé a déjà été mis en place par Eco-Tech Ceram pour la dilution de fumées haute température. Le stockage thermocline étant un stockage par chaleur sensible, il convient de stocker à la plus haute température possible afin de maximiser la densité énergétique du stockage. La chaleur pourrait alors être générée par des canons à 1000°C, ce qui est réalisable techniquement et qui garantirait une densité énergétique élevée. Cependant, au delà de 600°C, les types d'acier constituant la parois des cuves, des gaines intégrant le stockage au site industriel ainsi que d'autres équipements (éventuels échangeurs, ventilateurs...) sont beaucoup moins standards et par conséquent plus coûteux. Cette information a déjà été notée dans la littérature [99] et a été confirmée par Eco-Tech Ceram.

Plusieurs stratégies de fonctionnement sont possibles pour ce stockage. Pour l'ensemble des stratégies, les prix du marché sont ici connus à l'avance (en réalité, ils sont généralement estimés à l'aide d'algorithmes de prédiction). La comparaison entre les différents scénarios est strictement économique. La rentabilité est évaluée sur une année, à l'aide d'un outil Excel contenant l'ensemble des prix intrajournaliers. Une macro permet assez simplement d'identifier les heures les plus chères, les moins chères et les heures de consommation, puis de calculer l'économie annuelle réalisée par le stockage. Afin de simplifier l'approche pour l'élaboration de la stratégie la plus pertinente, le rendement du stockage est supposé de 1, et son coût de fonctionnement est supposé nul⁷.

La première stratégie serait d'effectuer un cycle par jour. Le stockage est chargé lors de l'heure la moins chère, et alimente le procédé lorsque le prix de l'électricité est le plus cher. Ce scénario bénéficie d'une plus value sur chaque mégawattheure qui est maximale, mais le stockage ne cycle qu'une seule fois par jour. Or, l'amortissement du stockage est directement proportionnel au nombre de cycles que celui-ci effectue au cours de sa durée d'utilisation.

Une deuxième stratégie serait de diviser la journée en cycles de 4 h, et d'acheter l'électricité sur l'heure la moins chère des quatre, et de la consommer sur l'heure la plus chère. Ce scénario bénéficie d'un nombre de cycles maximal, mais l'écart de prix est plus faible que dans le scénario précédent.

Les dépenses annuelles liées à l'achat de l'électricité sont de 85 086 €. L'intégration d'un stockage thermique de 1 MWh opéré avec la première stratégie de 1 cycle par jour permet 12 822 € d'économie soit 15,1 % de réduction de la facture électrique de l'industriel. Ce même stockage opéré avec la deuxième stratégie permet 15 568 € d'économie, soit 18,3 % d'économie. Le potentiel de réduction des coûts est significatif, quelle que soit la stratégie employée. Afin de maximiser les économies, la stratégie adoptée est celle des 6 cycles par jour.

7. Ces hypothèses seront vérifiées par la suite, avec un rendement de stockage supérieur à 96% et une consommation du ventilateur représentant 0,3% de la consommation électrique totale

3.3.2.2 Système ouvert ou système fermé

La décharge se déroule en système ouvert, l'air atmosphérique entre dans une gaine, est aspiré dans un ventilateur, se réchauffe en traversant le stockage, avant d'alimenter le procédé et d'être évacué par la cheminée. Par ailleurs, il est possible de charger le stockage en boucle ouverte ou en boucle fermée, selon les figures 94 et 95 :

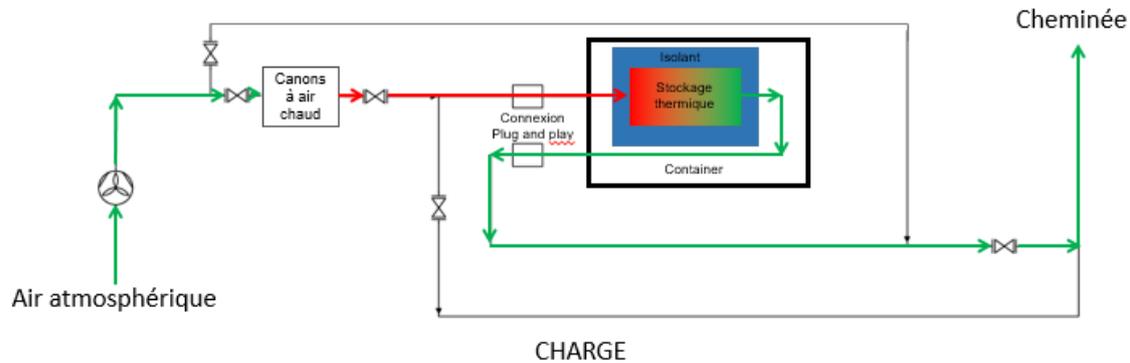


FIGURE 94 – Schéma procédé de l'installation en boucle ouverte

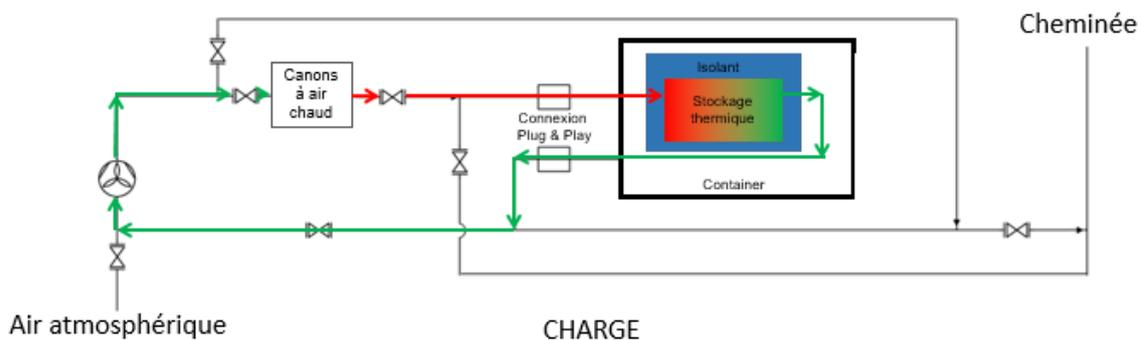


FIGURE 95 – Schéma procédé de l'installation en boucle fermée

Le schéma de charge en boucle ouverte est identique à celui du banc de test de l'Eco-Stock[®]. La différence principale entre ces deux schémas est que l'air sortant du stockage retourne au ventilateur dans la boucle fermée au lieu d'aller vers la cheminée en boucle ouverte.

En boucle ouverte, lors de la charge, la thermocline se déplace dans le stockage jusqu'à être extraite côté froid du stockage. La chaleur extraite côté froid est alors acheminée à la cheminée et est considérée comme chaleur fatale. Pour limiter la chaleur fatale, il convient de conserver une température seuil de charge basse pour conserver un bon rendement, comme cela a été constaté dans le Chapitre 2 sur le banc expérimental.

Afin d'éviter la génération de chaleur fatale lors de la charge, une boucle fermée pourrait être préférée. L'air sortant du stockage retourne au ventilateur et dans les canons se charge en chaleur. Cela permettrait d'atteindre en théorie un taux de charge proche de 1, et ainsi maximiser l'énergie stockée. Si les deux configurations doivent rendre le même service (ici décharger 1 MWh), le volume de stockage de la boucle fermée sera alors plus faible. Le taux de charge atteint par l'Eco-Stock[®] en fin de charge étant de 80% en boucle

ouverte, le volume en boucle fermée serait alors environ 20% plus faible.

Cependant, lors de la fin de la charge du stockage en boucle fermée, l'air sortant du stockage s'approche de la température de charge. Cet air est à haute température et alimente le ventilateur. Or, l'exposition du ventilateur à des hautes températures augmentent significativement son coût. Sa taille doit augmenter puisque le débit en mètre-cubes par heure est plus important à haute température, et constitue le premier critère de dimensionnement d'un ventilateur. Le ventilateur doit aussi être constitué de matériaux permettant une bonne tenue mécanique à haute température. Ces facteurs expliquent pourquoi le prix est plus important pour ce type de ventilateur. De plus, le fournisseur de canons à air chaud d'Eco-Tech Ceram ne possède pas de canons pouvant dépasser les 150°C en température d'entrée. Bien que la solution en boucle fermée semble plus intéressante pour les performances du stockage, la prise en compte de contraintes mécaniques et de coûts des autres équipements amènent à choisir la solution en boucle ouverte.

3.3.2.3 Dimensionnement du stockage

L'intérêt de cette étude se porte principalement sur le pilotage du stockage. Une méthode sommaire mais efficace est utilisée pour dimensionner le stockage. La masse de matériau est d'abord déduite de l'énergie déchargée :

$$m_s = \frac{E_d}{c_{p-s}\Delta T} \quad (90)$$

Connaissant la masse volumique du matériau ainsi que la porosité du lit, il est possible de calculer le volume utile du lit.

$$V_{utile} = \frac{m_s}{\rho_s(1 - \epsilon)} \quad (91)$$

Le volume V_{utile} correspond uniquement au volume utile, c'est à dire le volume pouvant fournir l'énergie de décharge. Or le stockage comporte deux zones sous-utilisées. La première est située côté froid en fin de charge, zone où le matériau n'a pas atteint la température de charge, ce qui a pour effet de faire chuter le taux de charge d'environ 20%. La deuxième zone sous-utilisée est située côté chaud en fin de charge, comportant la chaleur qui n'a pas pu être déchargée car sa température est située sous la température seuil de décharge. Ainsi, environ 10 à 20% de la chaleur n'est pas valorisée. Le taux d'utilisation réel de la cuve est compris entre 60 et 70%, dépendant de la géométrie de la cuve, de sa paroi et son isolant, ainsi que de ses températures seuils. Celles-ci dépendent de l'application et des procédés auxquels le stockage est intégré.

Ainsi, pour un prédimensionnement, il convient de diviser le volume utile par le taux d'utilisation ζ .

$$V_{lit} = \frac{V_{utile}}{\zeta} \quad (92)$$

Une fois le volume du lit connu, il convient de fixer une géométrie pour le stockage. Le format containerisé impose une forme de parallélépipède, avec une section carrée.

Une particularité de Power to Heat est ici la capacité du stockage à fonctionner à de fortes puissances. En effet, il convient de charger le stockage en l'espace d'une heure afin

de bénéficier du prix le plus bas du marché. Le ratio puissance/capacité de stockage vaut pour notre cas d'étude 1, contrairement à la grande majorité des stockages thermiques de la littérature, où le stockage est chargé en plusieurs heures. La principale problématique de dimensionnement devient alors les pertes de charge, qui risquent de devenir significatives à fort débit de charge. Il convient alors de choisir un ratio longueur/diamètre caractéristique faible, proche de 1.

Le stockage proposé est alors un cube de 1,8m de côté. Cette forme paraît un bon compromis entre performances thermiques, pertes de charge et permet encore d'être contenue.

3.3.2.4 Pilotage du stockage

Les paramètres de pilotage d'un stockage thermocline peuvent être les puissances de charge ou de décharge, ou encore les températures seuils de charge et de décharge. Dans la littérature, l'ensemble des stockages de type thermocline sont pilotés à l'aide de températures seuils. En effet, dans le cas des centrales solaires à concentration, la température seuil de charge est choisie pour éviter une surchauffe du fluide dans le champ solaire, et la température seuil de décharge est choisie pour alimenter le bloc de puissance électrique avec une température et une puissance suffisante pour permettre son bon fonctionnement. Dans le cas du Power to Heat, la température seuil de charge est libre puisqu'elle ne dépend pas de procédés aval, l'air sortant du stockage côté froid étant évacué par la cheminée. De même, lors de la décharge, tant que la température de l'air est supérieure à 150°C, le cahier des charges est respecté (l'air est dilué), ce qui signifie que la température seuil de décharge peut être choisie librement entre 600 et 150°C. Cela peut induire différents débits de décharge de stockage en fonction de la température seuil afin de maintenir, par exemple, une puissance thermique constante.

Cette liberté sur le choix du mode de pilotage est cependant contrainte par le cahier des charges fixé. La puissance de décharge doit être de 1 MW et la durée de la décharge est de 1 h, contrainte fixée par le procédé industriel aval. La durée de charge est elle aussi fixée à 1 h, contrainte fixée par la bourse de l'électricité qui divise la journée en 24 créneaux de 1 h.

Ainsi, le seul paramètre induisant une réelle contrainte sur le pilotage du stockage est la puissance de charge. L'utilisation de température seuil de charge ne convient pas ici, compte tenu des contraintes temporelles. Les températures seuils de charge et de décharge dépendront alors du fonctionnement de l'ensemble de la chaîne de procédé.

Afin de déterminer la puissance de charge la plus appropriée, différentes puissances de charge sont testées. La puissance de charge doit être supérieure à 1 MW, puisque le stockage doit restituer 1 MW, et que le rendement du stockage n'est pas de 100%. La puissance doit être suffisante pour que le procédé aval soit alimenté pendant 1 h à plus de 150°C. La température de charge étant fixée à 600°C, la puissance de charge est contrôlée par le débit, de manière à atteindre les puissances de charge suivantes : 1070, 1080, 1106, 1151 kW_e, correspondant respectivement aux scénarios A, B, C, D. Les puissances obtenues lors de ces scénarios sont issues de simulations préliminaires permettant de satisfaire le cahier des charges, c'est-à-dire l'obtention de températures de fin de décharge supérieures à 150°C, comprises entre 160°C et 410°C. Ces températures sont effectivement comprises dans la gamme entre 150 et 600°C, comme définie plus haut.

3.3.2.5 Simulation d'un scénario

Le scénario A est simulé sur 5 jours avec le modèle "Simscape var moy", soit 19 cycles de charge/décharge afin d'observer si un éventuel régime cyclé stabilisé apparaît. Le stockage n'étant plus piloté par des températures seuils, il est difficile de prévoir une stabilisation des performances. Les profils de températures du scénario de charge 1070 kW sont présentés sur la figure 96.

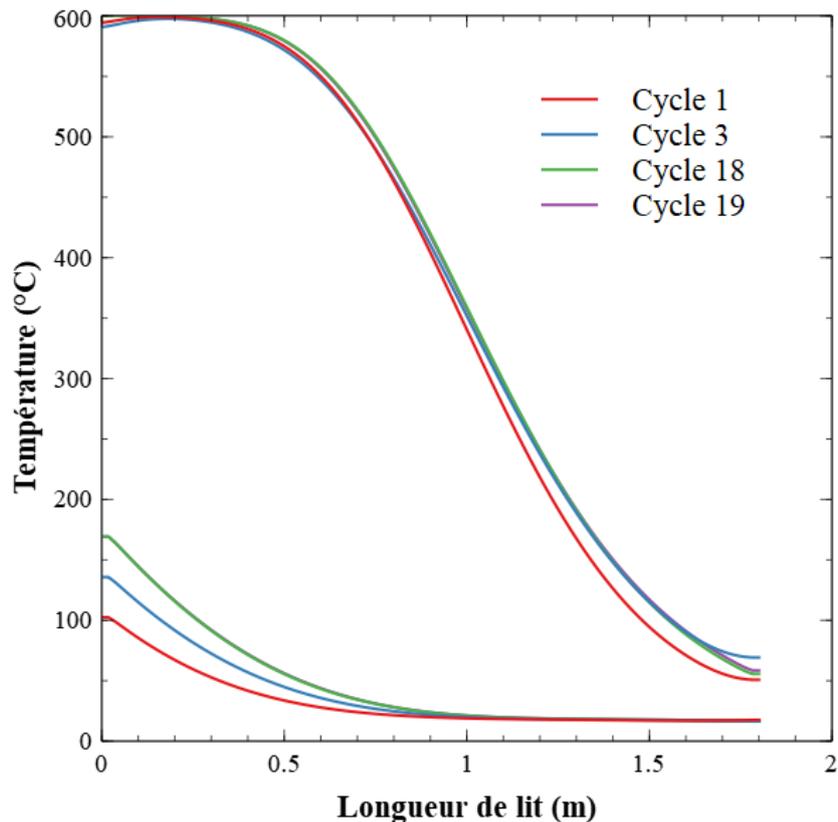


FIGURE 96 – Profil de température de fin de charge et de fin de décharge du scénario A pour les cycles 1, 3, 18 et 19 (température de charge 600°C)

Les profils de température de fin de charge et de fin de décharge sont relativement proches pour l'ensemble des cycles, et présentent une déstratification similaire. Les températures de fin de charge et de décharge sont légèrement croissantes de cycle en cycle. Ceci s'explique par une énergie résiduelle de fin de décharge plus importante à chaque cycle, alors que les puissances de charge et de décharge sont constantes. Le comportement du stockage à toutefois l'air de se stabiliser en quelques cycles. La température seuil de décharge du premier cycle n'est que de 100°C, ce qui ne correspond pas au cahier des charges. Avec un tel régime de fonctionnement, il faut atteindre le 5ème cycle avant d'atteindre 150°C de températures seuil de décharge. Ainsi, ce mode de pilotage ne correspond pas aux attentes de l'industriel lors des premières décharges uniquement. Le stockage atteint tout de même un régime de fonctionnement stabilisé, les cycles 18 et 19 étant parfaitement superposés.

Afin de garantir une température seuil de décharge supérieure à 150°C dès le premier cycle, il est possible de charger le stockage davantage lors de la première charge. Le supplément de charge doit être égal au reliquat d'énergie en fin de décharge, de manière à

ce que la quantité d'énergie stockée de cycle en cycle soit égale. Le taux de charge de la cuve après la 19^{ème} décharge étant de 5%, ajouter 5% à l'énergie de charge permettrait d'atteindre plus rapidement le régime stabilisé et ainsi garantir le bon fonctionnement de l'installation pour tous les cycles.

La modélisation avec 5% supplémentaire de débit sur la première charge est aussi effectuée sur les 5 premiers jours, soit 19 cycles. L'objectif pour cette simulation serait d'atteindre 150°C de température seuil de décharge pour l'ensemble des cycles. Les profils de températures de fin de charge et de fin de décharge des cycles 1, 3, 18 et 19 sont tracés sur la figure 97.

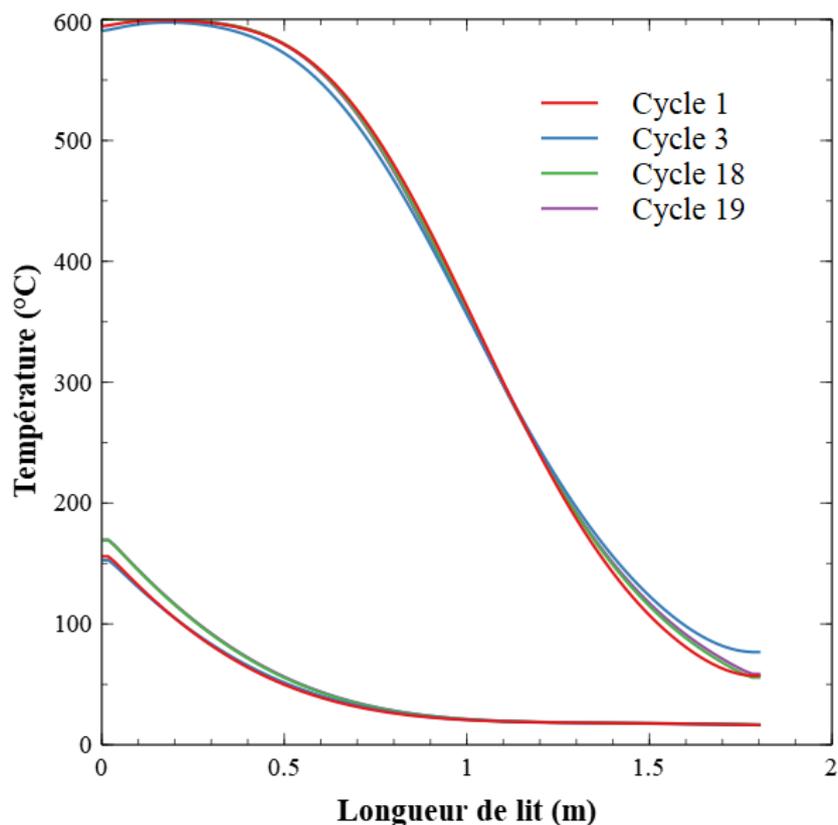


FIGURE 97 – Profil de température de fin de charge et de fin de décharge pour les cycles 1, 3, 18 et 19 avec modification de la puissance de la première charge

La variation entre le premier et le 19^{ème} cycle semble beaucoup moins importante. Les profils de fin de charge indiquent que le stockage stocke la même énergie de cycle en cycle, les courbes étant presque superposées. Une très légère déstratification apparaît au cours des cycles. La déstratification est faible en raison de la forte extraction de la thermocline, comme expliqué pour la figure précédente. Les profils de fin de décharge des cycles 1 et 3 semblent quasiment superposés, ce qui indique que la température seuil de décharge augmente d'1 à 2°C à chaque cycle avant de se stabiliser. Les profils de fin de décharge des cycles 18 et 19 sont parfaitement superposés, ce qui indique que le stockage fonctionne à un régime stabilisé.

3.3.2.6 Comparaison des différents scénarios

Chaque scénario est issu d'une puissance de charge différente, qui engendre des températures de fin de charge et de fin de décharge différentes. Les différents scénarios A, B, C, et D sont comparés sur leur 19^{ème} cycle. L'énergie de charge et de décharge est calculée, ce qui permet d'obtenir le rendement du stockage. L'ensemble des informations relatives au 19^{ème} cycle est relevé sur le tableau 14.

Scénario	P_c (kW _e)	$T_{\text{seuil-d}}$ (°C)	$T_{\text{seuil-c}}$ (°C)	E_c (kW _h _e)	E_d (kW _h _e)	Rendement (%)
A	1071	163	65	1071	1032	96,3
B	1080	222	80	1080	1031	95,4
C	1106	320	127	1106	1032	93,3
D	1151	410	180	1151	1033	89,8

TABLE 14 – Comparaison des performances énergétiques des différents scénarios

Pour chaque scénario, la puissance de charge fixe les températures de fin de charge et de décharge. Plus la puissance de charge est élevée, plus le stockage stocke d'énergie en fin de charge, mais cela augmente aussi la quantité de chaleur sortant côté froid lors de la charge, générant de manière non voulue de la chaleur fatale. La quantité de chaleur perdue lors de la charge augmentant avec la puissance de charge, augmenter cette dernière diminue le rendement du cycle de 96,3 % pour le scénario A à 89,8 % pour le scénario D. 6,5 % de pertes de rendement sont significatifs, puisque cela implique l'achat d'environ 7,5 % de plus d'électricité (de 1070 kW_h_e à 1151 kW_h_e) pour restituer la même quantité de chaleur.

L'énergie déchargée est la même pour chaque cycle, à 1030 kWh (1 MW + 3% de pertes thermiques envisagées). Le taux d'utilisation de la cuve pour chaque scénario est donc identique. Ainsi, même si la cuve de stockage contient plus d'énergie en fin de charge, la chaleur restituée par la cuve est constante. Cependant, l'exergie restituée par la cuve est a priori plus élevée pour la cuve D que pour la cuve A. En effet, la température de fin de décharge est plus élevée dans le scénario D, ce qui implique que la chaleur de décharge a été restituée à plus haute température. L'observation du profil des températures des scénarios A et D sur la figure 98 permet de le confirmer.

La puissance de charge plus élevée a permis à la thermocline de pénétrer davantage dans le stockage, d'où une température seuil de charge plus élevée. La thermocline étant plus avancée dans le stockage lors de la charge, elle est moins extraite lors de la décharge. Le profil de fin de décharge du scénario D est donc à plus haute température, ce qui signifie que la qualité de l'énergie déchargée est meilleure, mais le cahier des charges impose uniquement une température supérieure à 150°C. Décharger à une température plus élevée n'a donc pas d'intérêt compte tenu de cette contrainte.

Le scénario A est donc à préférer d'un point de vue énergétique. Une faible puissance de charge permet de ne pas obtenir une température seuil de charge trop élevée et donc de limiter la génération de chaleur fatale lors de la charge, et préservant ainsi un rendement de 96,3%.

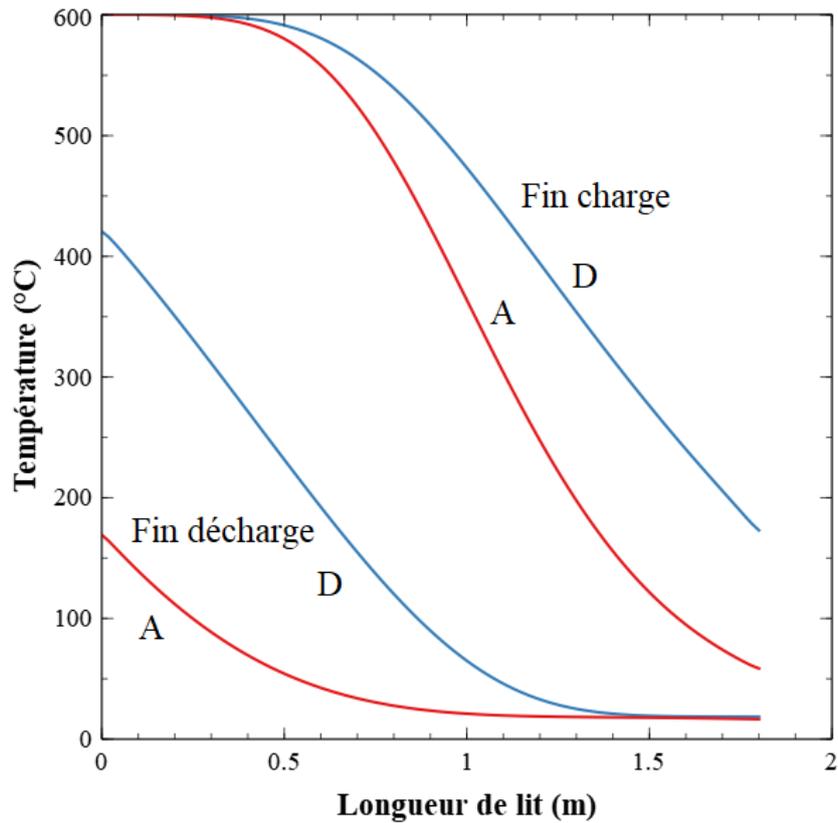


FIGURE 98 – Comparaison des profils de fin de charge et fin de décharge stabilisés des scénarios A et D

Cependant, un dimensionnement ne peut se faire uniquement à partir de performances énergétiques. D'autres problématiques comme les pertes de charge ou le dimensionnement du ventilateur sont à prendre en compte afin de choisir un compromis entre performances énergétiques et faisabilité technique.

3.3.2.7 Puissance thermique constante et pertes de charge

Le besoin du procédé aval est de 1 MW pendant 1 h à une température de 150°C. L'air sortant du stockage à 600°C en début de décharge est dilué, ce qui permet d'atteindre les 150°C requis. Lorsque la thermocline est extraite du stockage, la température de sortie de stockage commence à baisser, et l'air est donc progressivement moins dilué pour atteindre 150°C. Afin de maintenir une puissance constante, le débit fourni par le ventilateur doit augmenter afin de compenser la baisse de température. Ainsi, si la température de fin de charge est de 150°C, le débit aura été multiplié par 4 afin de fournir une puissance thermique constante. Multiplier le débit par un facteur de 4 augmente considérablement les pertes de charge. En effet, d'après l'équation d'Ergun les pertes de charges varient soit proportionnellement au débit soit à son carré selon le régime de l'écoulement.

Le calcul des pertes de charge devient alors critique pour le dimensionnement du ventilateur. Il convient alors de regarder quel modèle réduit est le plus adapté pour le calcul des pertes de charge, en plus de la précision sur le calcul des températures. Les pertes de charge et la température du stockage côté chaud (température de charge, puis température de sortie) sont tracées sur la figure 99 lors du 19^{ème} cycle. La première heure correspond à la charge et la deuxième heure à la décharge.

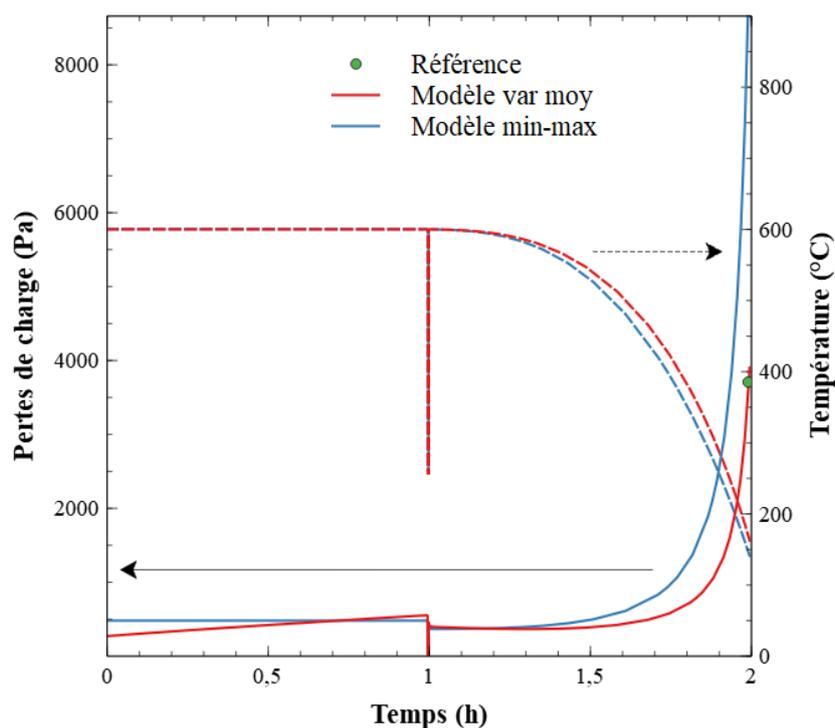


FIGURE 99 – Comparaison des modèles var moy et min-max sur le scénario A

Lors de la charge, la température de charge des deux modèles est de 600°C . Le modèle min-max indique une perte de charge constante lors de la charge de 500 Pa , les propriétés de l'air étant constantes et calculées à 310°C (température moyenne) pendant la charge. A débit constant, les pertes de charge augmentent lors de la charge ce qui est dû à l'augmentation de la viscosité de l'air avec la température. Les pertes de charge calculées par le modèle var moy sont donc plus faibles en début de charge lorsque le stockage est à température ambiante. Le stockage se réchauffe ensuite progressivement lors de la charge, les pertes de charge augmentent. Lors de la transition de la charge à la décharge, les vannes s'inversent et le débit circule dans le sens opposé au sein du stockage, ce qui explique une forte baisse de la température et des pertes de charge à l'heure 1.

Lors de la décharge, la température de sortie de stockage est d'abord constante à 600°C pour les deux modèles. En début de décharge, les pertes de charge sont constantes pour les deux modèles à 440 Pa . La température commence à chuter à $1,3\text{ h}$. Il en résulte une augmentation du débit pour maintenir une puissance thermique constante, et donc une augmentation des pertes de charge. La chute de température de sortie est similaire pour les deux modèles, la température du modèle min-max étant inférieure de moins de 10°C au modèle var moy (soit 2% d'écart). A l'inverse, le calcul des pertes de charge commence à diverger à partir de $1,5\text{ h}$ lors de la forte augmentation des pertes de charge pour chaque modèle. En fin de décharge, le modèle var moy atteint 4050 Pa contre 8100 Pa pour le modèle min-max. Un point de référence a été ajouté, correspondant au calcul des pertes de charge de référence. Afin de calculer les pertes de charge de référence, le stockage est discrétisé spatialement en 100 mailles. Les pertes de charge sont calculées au sein de chaque maille avec des propriétés fluides dépendant de leur température. Ce processus évite de faire appel à des propriétés moyennées, qui affectent la précision du calcul. Les pertes de charge de référence correspondent donc à la somme de la perte de charge calculée au sein

de chaque maille. Ce calcul précis évalue les pertes de charge à 3750 Pa en fin de décharge.

Le modèle min-max est capable de donner des profils de température proches du modèle var moy, alors que les propriétés physiques de ce dernier sont actualisées au cours du temps. Les pertes de charge sont relativement bien estimées par ce modèle lors des conditions nominales. Or, le régime de fonctionnement présenté ici est très particulier, avec une forte extraction de la thermocline en décharge. L'augmentation des pertes de charge en fin de décharge est primordial dans le dimensionnement du ventilateur. Ce régime étant très éloigné du régime nominal, le calcul des pertes de charge du modèle min-max devient alors très éloigné des pertes de charges calculées à l'aide d'outils plus précis. Ainsi, le modèle min-max estime les pertes de charge avec une erreur de 116% dans ces conditions. A l'inverse, le modèle var moy présente une estimation correcte des pertes de charge, avec seulement 8% d'erreur. Les pertes de charge sont légèrement surestimées par le modèle var moy, il est alors raisonnable de dimensionner un ventilateur avec ce modèle pour ce cas d'étude.

L'augmentation de la puissance que doit fournir le ventilateur lors de la décharge doit être prise en compte dans le dimensionnement de ce dernier. La puissance du ventilateur est calculée à l'aide de l'équation suivante :

$$P_{ventil} = \frac{\dot{m}}{\rho_f} \Delta P_c \eta \quad (93)$$

η , est le rendement du ventilateur, estimé à 0,8. ΔP_c sont les pertes de charge générées par le stockage.

La puissance du ventilateur correspondant au scénario A lors du 19^{ème} cycle est tracée sur la figure 100. La puissance du ventilateur lors de la charge est très faible, de l'ordre de 0,5 kW_e, puis augmente au cours de la charge jusqu'à atteindre presque 1 kW_e. En effet, lors de la montée en température du stockage, les pertes de charge augmentent du fait de l'augmentation de la viscosité de l'air avec la température.

Lors du début de la décharge, la puissance du ventilateur est du même ordre de grandeur avec une puissance de 0,67 kW_e et reste à ce niveau pendant la moitié de la décharge, jusqu'au début de l'extraction de la thermocline. La puissance du ventilateur augmente alors exponentiellement jusqu'à atteindre 28 kW_e, soit 40 fois sa consommation nominale.

Une telle augmentation de la puissance appliquée au ventilateur est problématique pour le dimensionnement de ce dernier. Un tel ventilateur risque d'être extrêmement coûteux, voire indisponible commercialement. Une autre option serait d'acheter deux ventilateurs, l'un pour les puissances faibles et l'autre pour les puissances plus fortes. Outre un aspect économique moins pertinent, un contrôle simultané des ventilateurs sans perturbation du procédé aval n'est pas évident à mettre en oeuvre. D'un point de vue de la consommation électrique, cette augmentation de puissance de 28 kW_e reste modérée par rapport à l'énergie consommée par les canons de 1 MW.

La forte augmentation de la puissance est uniquement imposée par la contrainte arbitraire de température seuil de décharge. Dans le cas où le procédé aval posséderait une température relativement faible, il conviendrait d'utiliser une température seuil plus faible, afin d'éviter d'augmenter le débit trop fortement, et ainsi créer un ratio de puissance trop

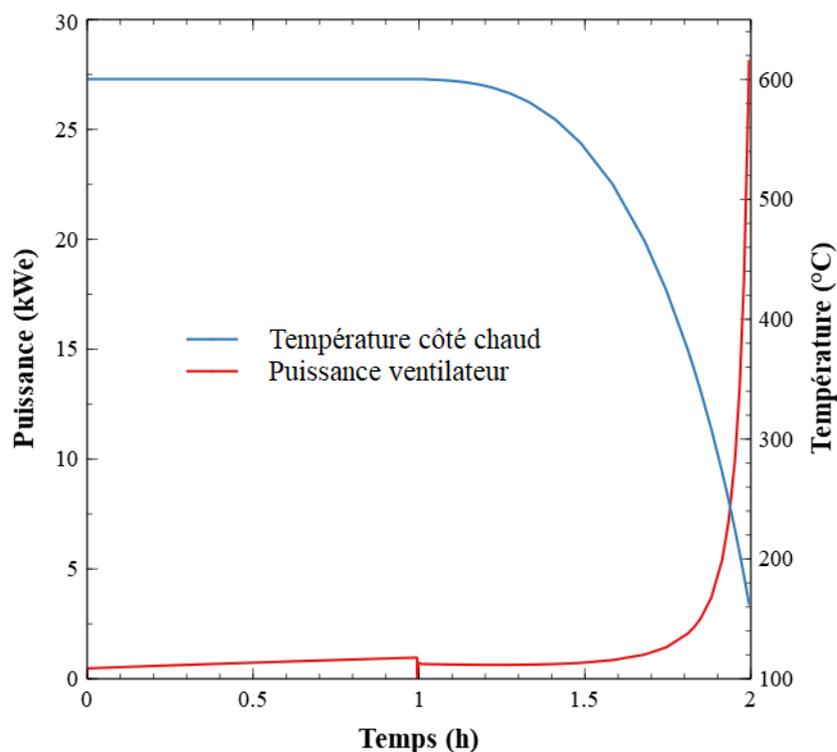


FIGURE 100 – Puissance du ventilateur et température de sortie du stockage lors du 19^{ème} cycle du scénario A

grand entre la puissance de fin de décharge et la puissance nominale de décharge.

Le scénario A est considéré comme le meilleur scénario énergétiquement, mais sa faible température de fin de décharge peut conduire à un fort sur-coût du ventilateur. Cependant, la prise en compte des coûts liés à la circulation du fluide au sein du stockage pourrait compromettre économiquement ce scénario. Les scénarios A, B, C et D sont une nouvelle fois comparés dans le tableau 15.

Scénario	$T_{\text{seuil-d}} (^{\circ}\text{C})$	$P_c (\text{kW}_e)$	Conso élec/cycle (kWh_e)	$P_{\text{ventil-nom}} (\text{kW}_e)$	$P_{\text{ventil-max}} (\text{kW}_e)$	Ratio $\frac{P_{\text{ventil-nom}}}{P_{\text{ventil-max}}}$ (-)
A	163	1071	3,03	0,69	28,1	40,7
B	222	1080	2,32	0,69	10,5	15,2
C	320	1106	1,93	0,69	3,3	4,8
D	410	1151	1,92	0,69	1,6	2,3

TABLE 15 – Comparaison des contraintes liées au dimensionnement du ventilateur sur les scénarios A, B, C et D

$P_{\text{ventil-nom}}$ et $P_{\text{ventil-max}}$ sont respectivement les puissances nominales et maximales du ventilateur pour chaque scénario. La consommation électrique du ventilateur pour chaque scénario est relativement similaire, comprise entre 1,92 et 3,03 $\text{kWh}_e/\text{cycle}$. La consommation électrique liée à la circulation du fluide est négligeable comparée à la puissance

électrique du canon à air chaud, il est alors possible de négliger les frais liés à la consommation électrique du ventilateur lors d'une étude technico-économique.

La consommation est plus élevée pour le scénario A. Sa température de fin de décharge plus basse implique un débit plus fort, et donc des pertes de charge et une puissance ventilateur plus fortes. Comme cela est visible sur la figure 100, l'augmentation ne se produit qu'à partir de 1,5 h, et sous forme d'un pic de puissance. L'aire sous cette courbe, représentant l'énergie consommée sur le cycle, ne varie pas de manière significative.

La puissance nominale est la même pour chaque scénario, puisque celle-ci est fixée en début de décharge. La température de décharge pour l'ensemble des scénarios est alors de 600°C.

En revanche, la puissance maximale du ventilateur varie fortement en fonction des scénarios. Celle-ci est la plus élevée pour le scénario A, et décroît jusqu'au scénario D. La température de décharge étant plus haute pour D, l'augmentation de débit est moindre ce qui implique une puissance électrique maximale plus faible.

Le ratio de la puissance maximale sur la puissance nominale est particulièrement élevé pour le scénario A. Il est supérieur à 40, ce qui implique une forte contrainte pour le ventilateur. Ce ratio chute à 15, 5 et 2, pour les scénarios B, C et D respectivement. Ainsi, plus la température de fin de décharge est élevée, moins le dimensionnement du ventilateur est contraignant.

3.3.2.8 Estimation de la puissance consommée par le ventilateur

L'augmentation du débit pour maintenir une puissance thermique constante est généralement l'option choisie pour permettre la valorisation d'une plus grande partie du stockage thermocline. Cette stratégie de pilotage permet de ne pas arrêter la décharge dès que la température de décharge baisse en raison de l'extraction de la thermocline. C'est généralement ce qui est choisi dans le cas des centrales solaires.

Sachant que le ratio de la puissance maximale sur la puissance nominale du ventilateur est un élément critique dans le dimensionnement de l'installation, il convient de trouver comment calculer rapidement les pertes de charge d'une installation de ce type.

L'équation d'Ergun conduisant au calcul des pertes de charge est rappelée ci dessous.

$$\frac{\Delta P}{L} = A \frac{(1 - \epsilon)^2}{\epsilon^3} \frac{\mu_f u_{sup}}{d_s^2} + B \frac{(1 - \epsilon)}{\epsilon^3} \frac{\rho_f u_{sup}^2}{d_s} \quad (94)$$

Cette équation comporte deux termes. Le terme de gauche correspond à l'équation de Blake-Kozeny pour les écoulements laminaires, et est relatif aux pertes de charges générées par la viscosité du fluide. Le second terme correspond à l'équation de Burke-Plummer pour les écoulements turbulents, et est relatif aux pertes de charge générées par la vitesse inertielle du fluide. Comparer les termes visqueux et inertiels revient alors à raisonner en fonction du nombre de Reynolds. L'équation peut être réécrite de la façon suivante, en incluant toutes les propriétés du lit dans des constantes V_i (pour visqueux) et I (pour inertiel) :

$$\frac{\Delta P}{L} = Vi(T)u_{sup} + I(T)u_{sup}^2 \quad (95)$$

En début de décharge du cas d'étude, V_i vaut 28,13 Pa.s.m⁻² et I vaut 321,56 Pa.s².m⁻³. Si la vitesse est supérieure à 1 m.s⁻¹, on obtient alors

$$Vi(T)u_{sup} \ll I(T)u_{sup}^2 \quad (96)$$

Le terme inertiel l'emporte donc sur le terme visqueux. En négligeant le terme visqueux, les pertes de charge sont calculées uniquement avec le terme inertiel :

$$\frac{\Delta P}{L} = I(T)u_{sup}^2 \quad (97)$$

La puissance ventilateur devient alors :

$$P_{ventil} = \Delta P_c \frac{\dot{m}}{\rho_f} \eta = I(T) \left(\frac{\dot{m}L}{\rho_f S} \right)^2 \frac{\dot{m}}{\rho_f} \eta \quad (98)$$

S étant la section de passage du stockage, et L étant sa longueur.

Au final, la puissance du ventilateur est approchée par la formule suivante :

$$P_{ventil} = CI(T)\dot{m}^3 \quad (99)$$

C étant une constante.

Lorsque l'écart entre la température de fin de décharge et la température ambiante est divisée par deux, il est nécessaire de multiplier le débit par deux en vue de maintenir une puissance thermique constante. Ainsi, les pertes de charge seront multipliées par 2³. Appliquons l'approximation au scénario A, B, C et D du cas d'étude. Dans ce calcul, le terme inertiel a été considéré comme constant lors de la décharge.

Scénario	P _{ventil-nom} (kW _e)	P _{ventil-max} (kW _e)	Ratio P _{ventil-nom} /P _{ventil-max} (-)	Estimation Burke- Plummer	Erreur (%)
A	0,69	28,1	40,7	34,6	15,0
B	0,69	10,5	15,2	13,6	10,5
C	0,69	3,3	4,8	4,5	5,7
D	0,69	1,6	2,3	2,2	7,3

TABLE 16 – Estimation du ratio de puissance du ventilateur avec l'estimation de Burke-Plummer

Cette approximation n'est pas parfaite et présente une erreur croissante lorsque la température de décharge diminue (et donc que le débit augmente). L'erreur provient à la fois du terme inertiel qui n'a pas été actualisé lors de la fin de la décharge, ainsi que du terme visqueux, qui a été négligé. Cette approximation permet cependant d'avoir rapidement une idée de la puissance maximale imposée au ventilateur.

3.3.2.9 Mise en perspective économique

Afin de pouvoir déterminer les économies potentielles, les scénarios techniques ont pu être chiffrés grâce au soutien d'Eco-Tech Ceram. Les coûts sont confidentiels et le détail ne sera donc pas révélé dans ce manuscrit. Les coûts sont séparés en trois postes : coût de la cuve de stockage, coût du ventilateur et coût de l'intégration.

Les coûts liés à la cuve et les frais d'intégration sont les mêmes pour tous les scénarios, puisque les dimensions de la cuve sont les mêmes et que le schéma procédé est identique. La seule variable considéré est le coût du ventilateur. Celui-ci est calculé en fonction de sa puissance maximale. La capacité du ventilateur à fonctionner à une puissance nominale très faible par rapport à sa puissance maximale n'est pas prise en compte. Dans le cas de la réalisation de cette étude, les équipementiers fournissant les ventilateurs doivent être consultés pour savoir si de tels dimensionnements de ventilateur sont réalisables. De même, les autres coûts ne sont pas issus de la consultation d'équipementiers, ainsi il convient de rester prudent quand aux conclusions économiques de cette étude. Les coûts liés aux gaines sont aussi susceptibles d'augmenter avec un débit de fin de décharge plus élevé entre le stockage et la dilution. Ici, la longueur de gaine est supposée suffisamment faible pour considérer son influence comme négligeable.

Scénario	A	B	C	D
CAPEX	200000	195100	193150	192700
OPEX	71300	71700	72900	74800
Revenus annuels	13780	13350	12220	10300
TRB	14,5	14,6	15,8	18,7
TRB sub	8,7	8,8	9,5	11,2

TABLE 17 – Estimation de Temps de Retour Brut pour chaque scénario (CAPEX, OPEX annuels et Revenus annuels en euros)

Les coûts de capital (capital expenditures en anglais, CAPEX étant un acronyme fréquent) est le plus fort pour le scénario A à cause du ventilateur plus coûteux. Le coût du ventilateur étant de moins en moins coûteux pour les scénarios B, C, D, le coût global d'installation décroît.

Les dépenses de fonctionnement (operational expenditures, ou OPEX) correspondent au coût total d'électricité acheté pendant une année. Ils sont intimement liés au rendement du stockage, puisqu'un rendement faible implique une plus grande consommation électrique pour que le stockage puisse fournir le même service. Le scénario D ayant un rendement de 89,8 %, ses OPEX sont supérieurs de 3400 €/an comparé au scénario A. Le surplus d'OPEX de 3400 €/an impacte directement les revenus annuels de l'installation, qui chute de plus de 25 %. L'OPEX de référence, sans stockage, s'élève à 85 086 €. Le scénario A permet ainsi une réduction de la facture énergétique annuelle de 16%.

Ainsi, de meilleurs revenus peuvent être obtenus avec le scénario A, cependant, ces équipements plus complexes sont plus coûteux. Le Temps de Retour Brut (TRB) est un indicateur économique qui permet de départager ces scénarios. Il s'agit d'un indicateur économique très simple, définis par :

$$TRB = CAPEX/R_{annuel} \quad (100)$$

Avec R_{annuel} étant les revenus annuels. Un indicateur économique plus complexe, comme le Taux de Rendement Interne (TRI) utilisé habituellement pour l'évaluation économique de projets ne paraît pas pertinent, les CAPEX sont une simple approximation sans consultation des fournisseurs.

Le TRB est de 14,5 ans pour le scénario A jusqu'à 18,7 ans pour le scénario D. Le scénario A est donc le plus rentable. Le stockage permet de restituer la quasi-totalité de l'énergie électrique stockée sous forme thermique, avec un rendement supérieur à 95 %. Cependant, les problématiques liées au dimensionnement du ventilateur peuvent pousser à choisir les scénarios B ou C selon la disponibilité du ventilateur. Avec une subvention de 40 %, commune dans les projets de décarbonation industriels, ce TRB chute à 8,7 ans pour le projet A. Ce projet particulier ne paraît pas très attractif, mais plusieurs facteurs sont à prendre en compte.

D'abord, le marché électrique français est relativement stable grâce aux nombreuses centrales nucléaires. D'autres marchés, davantage dépendant des énergies renouvelables, comme le Danemark présentent de plus fortes variations journalières du prix de l'électricité. Une déviation de +50% est appliquée au cas d'étude, estimée par l'entreprise Energy BrainPool pour l'Europe en 2050⁸. Le prix moyen de l'électricité est alors identique au cas précédent, mais ces variations autour de la moyenne sont plus importantes. Les nouveaux indicateurs issus de cette variation sont présentés dans le tableau 18.

Scénario	A	B	C	D
CAPEX	200000	195100	193150	192700
OPEX	63800	64300	65800	68400
Revenus annuels	20830	20260	18760	16200
TRB	9,6	9,6	10,3	11,9
TRB sub	5,8	5,8	6,2	7,1

TABLE 18 – Estimation de Temps de Retour Brut avec déviation de +50%

Les CAPEX sont identiques aux cas précédents. La baisse d'OPEX est la plus forte pour le scénario A, ce qui permet aux revenus annuels de croître de plus de 50 % et atteindre 20 830 €. La hausse des revenus est similaire en termes de pourcentages pour les autres scénarios. La déviation des prix de l'électricité par rapport à la moyenne étant plus grande, la hausse des revenus est liée à l'achat à des prix plus faible, et à son utilisation lorsque les prix sont plus élevés.

L'augmentation de la déviation par rapport au prix moyen permet d'obtenir un TRB plus faible pour l'ensemble des cas d'étude, le plus faible étant le scénario A avec 9,6 ans. Subventionné à 40 %, ce type de projet peut être réduit avantageusement 5,7 ans de TRB. Le Power to Heat peut donc se révéler très rentable dans des pays présentant de fortes variations journalières du prix de l'électricité, liées à un fort taux d'énergie renouvelable

8. blog.energybrainpool.com/en/trends-in-the-development-of-electricity-prices-eu-energy-outlook-2050/

dans le mix énergétique. Cette approche devrait gagner de l'intérêt avec le développement futur des énergies renouvelables, qui vont prendre progressivement une part de plus en plus importante dans les mix énergétiques nationaux.

Un autre facteur pouvant influencer la rentabilité de l'installation est la capacité et la puissance du stockage. Le prix de l'installation estimé à 200 000 € comporte près de 50 % de frais d'intégration, qui dépendent du site industriel. Ainsi, avec une capacité et une puissance du stockage plus grande, les frais d'intégration resteraient similaires (comportant principalement les gaines et l'armoire électrique permettant de piloter l'installation). La rentabilité d'une telle installation serait supérieure.

L'une des perspectives d'amélioration est l'utilisation d'algorithmes d'optimisation portant à la fois sur le dimensionnement et la stratégie de pilotage. Compte tenu des prix variants d'heure en heure, il est fort probable qu'une stratégie arbitraire, comme celles proposées (6 cycles charge/décharge par jour, ou 1 cycle de charge/décharge par jour), soit loin d'être optimisée. Ajouter une capacité de stockage de plusieurs mégawattheures permettrait de bénéficier d'une marge de manoeuvre supplémentaire et ainsi maximiser les revenus. Ainsi, la résolution de ce problème nécessite des outils qui ne s'inscrivent pas dans le cadre de cette étude. Cependant, ces outils sont en développement dans le cadre d'une thèse CIFRE entre Eco-Tech Ceram et l'ENS Rennes, avec les travaux d'Ibrahim Al Asmi, qui portent sur l'élaboration d'algorithme d'optimisation du dimensionnement et du pilotage d'un réseau multi-énergie comportant des systèmes de stockage.

3.3.2.10 Conclusion partielle

Afin de décarboner la chaleur industrielle, il peut être envisagé de l'électrifier. Le Power to Heat avec stockage permet de répondre à cette problématique, et consommant l'électricité lors de périodes de surproduction sur le réseau, accompagnées de prix faibles, afin de la transformer en chaleur à forte valeur ajoutée.

Le raccordement du stockage vis-à-vis du réseau électrique change la manière de piloter un stockage thermique. Celui-ci ne dépend plus de températures seuils, mais de la puissance de charge. La puissance de charge dans le cas d'un système ouvert, contrôle l'ensemble des autres paramètres : températures de fin de charge et de décharge, rendement, débits et pertes de charge associées. Le meilleur scénario économique présente une température seuil de charge très faible, permettant de limiter la génération de chaleur fatale lors de la charge côté froid, ce qui permet d'atteindre un rendement supérieur à 95%.

Or cet optimum énergétique s'accompagne de contraintes sur le ventilateur lorsque la puissance requise doit être maintenue constante. En effet, lors de l'extraction de la thermocline, la température de décharge baisse, ce qui conduit à augmenter le débit afin de maintenir une puissance de décharge constante. Cette augmentation du débit génère davantage de pertes de charge, ce qui peut multiplier par 40 la puissance fournie par le ventilateur au sein d'une même décharge. Une simple corrélation pour estimer le ratio entre puissance maximale et puissance nominale est proposée.

Le cas d'étude ne permet pas d'affirmer pleinement la pertinence économique de ce type d'installation, avec un TRB non subventionné de 14,5 ans. Cependant, de nombreux facteurs permettent de minimiser cet indicateur économique. L'une des perspectives est

la recherche d'un dimensionnement de stockage et de stratégies de pilotage optimisée de l'installation, afin de profiter au maximum de l'écart des prix sur le réseau électrique.

3.3.3 Heat To Power (HTP)

Le Heat to Power (HTP) couplé à un stockage s'avère tout à fait pertinent en vue de la valorisation de chaleur industrielle. L'industriel produisant de la chaleur fatale ne dispose pas toujours de procédés sur lesquels la chaleur peut être valorisée. Convertir cette chaleur en électricité permettrait d'injecter cette énergie sur le réseau et pourrait ainsi permettre une option de valorisation. La valorisation des gisements thermiques stationnaires est déjà mise en place grâce aux technologies HTP. La principale difficulté liée à la valorisation de chaleur industrielle sous forme électrique se présente dans le cas de gisements présentant de fortes variations en température et débit.

3.3.3.1 Problématiques liées au HTP

Les blocs de puissance, qu'il s'agisse de turbines à vapeur, gaz ou les moteurs Stirling supportent mal des variations de températures ou de débit d'alimentation, qui induisent des pertes de rendement, des réductions de durée de vie et des surcoût de maintenance. En plus des problèmes de maintenance, le dimensionnement offre rarement une configuration technico-économique optimale. L'une des solutions mises en place consiste à placer plusieurs machines HTP en parallèle, et de les mettre en fonctionnement en fonction du gisement de chaleur fatale produit en temps réel. Cette solution est coûteuse puisqu'elle requiert un investissement important lié à l'achat de plusieurs machines qui fonctionneront pour certaines à temps partiel. Une autre solution consiste en un HTP unique dimensionné sur la puissance thermique maximale de l'installation. Cette solution n'est pas non plus idéale, car le HTP fonctionne à charge partielle sur une majorité de la plage horaire du gisement, ce qui détériore le rendement et impose davantage de frais de maintenance.

Le stockage thermique pourrait alors être utilisé pour stocker une énergie thermique variable et la restituer à la puissance requise pour un fonctionnement au point nominal du bloc électrique. La fonctionnalité de filtre que propose le stockage est alors pleinement exploitée.

3.3.3.2 Valorisation de chaleur fatale d'un four de céramiste

Afin d'étudier le potentiel de conversion de chaleur fatale en électricité, un cas réel de gisement industriel a été fourni par Eco-Tech Ceram. Il s'agit de données expérimentales d'un gisement de chaleur fatale provenant d'un four de céramique, libérant des fumées issues de la combustion de gaz naturel. La température et le débit des fumées au cours du temps sont donnés sur la figure 101. Le pas de temps des données est de 0,5, 1 ou 1,5 h.

La chaleur fatale provient d'un cycle de cuisson qui a duré 20,5 h. Au début du cycle, la température augmente de la température ambiante à environ 1000°C sur une rampe de 10 h, puis atteint un palier à 1000°C pendant 3 h avant de décroître jusqu'à 150°C sur une rampe de 7 h. Ces températures correspondent au régime de cuisson des céramiques, avec une rampe correspondant à la chauffe de la céramique, puis un palier de cuisson avant que la température ne chute dans le four. Le débit est d'abord relativement constant à

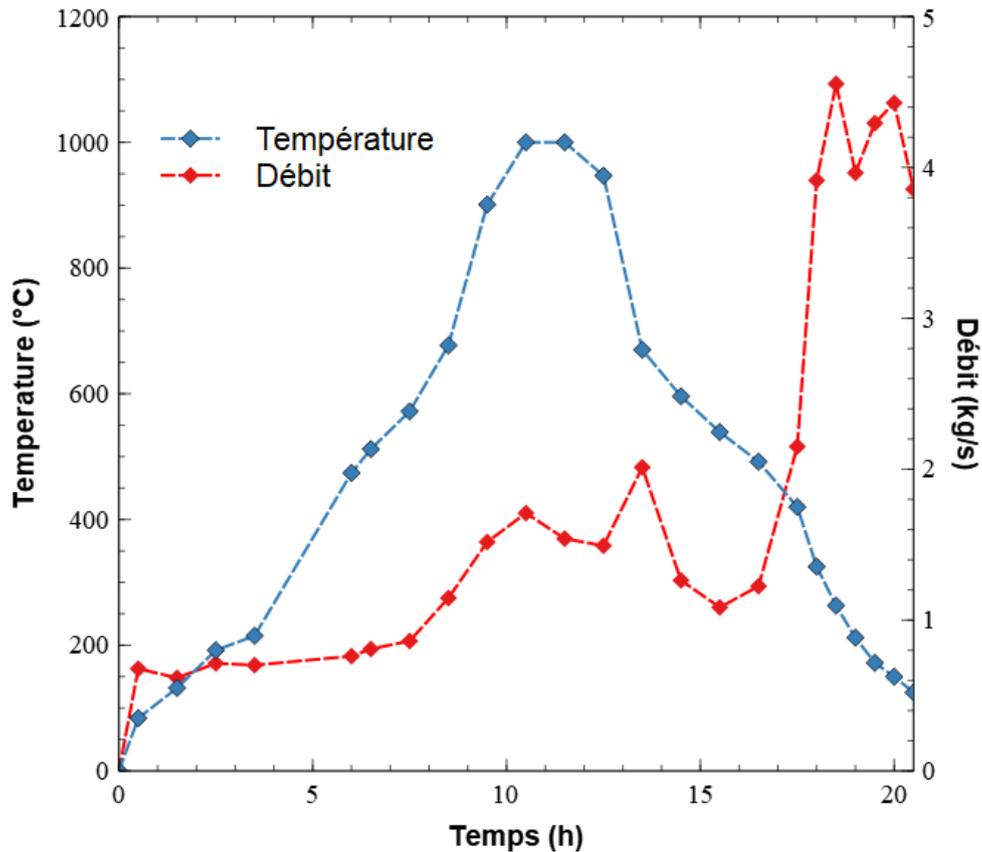


FIGURE 101 – Température et débit de la chaleur fatale provenant d'un four de céramique

0,8 kg.s⁻¹, puis augmente jusqu'à atteindre 1,5 kg.s⁻¹ lors du palier de température. Le débit décroît ensuite à 1,2 kg.s⁻¹ avant d'atteindre une valeur maximale de 4,5 kg.s⁻¹ et de rester sur un palier compris entre 4 et 4,5 kg.s⁻¹.

Ce gisement est particulièrement intéressant puisqu'il présente de fortes variations à la fois de débit et de température, ce qui complique la valorisation. Avant d'entreprendre un dimensionnement, le gisement doit être analysé pour savoir quelle partie du cycle exploiter.

3.3.3.3 Proposition d'une installation de valorisation

L'installation doit permettre une alimentation optimale du bloc électrique en continu. Des schémas procédés de charge et de décharge sont proposés sur les figures 102 et 103.

Lors de la charge, trois cas de figure se présentent :

- La température du gisement est inférieure au point nominal du HTP et donc trop faible pour être valorisée. Les fumées sont donc évacuées par la cheminée située au-dessus du four.
- La température et la puissance du gisement sont suffisantes (égales au point nominal de fonctionnement) pour alimenter le HTP, l'air est donc aspiré du four afin de traverser le HTP et ensuite être évacuée par la cheminée située en aval du ventilateur.
- La puissance du gisement est supérieure à la puissance nominale du HTP. L'air est donc aspiré à la fois au sein du ventilateur et du stockage de manière simultanée.

Il s'agit du scénario de fonctionnement le plus courant.

Un autre cas de figure lors de la charge pourrait être que la température soit suffisante, mais que la puissance ne soit pas assez élevée. Ce cas de figure n'apparaît pas dans le cas d'étude. Dans cette situation hypothétique, le gisement pourrait alimenter le stockage au lieu d'être évacué par la cheminée.

Lorsque la température du gisement est supérieure à la température limite haute admissible du stockage, ou à la température d'alimentation du HTP, l'air est dilué grâce à un système de vanne permettant l'aspiration d'air atmosphérique afin de faire chuter la température du gisement.

Lors de la décharge, la vanne connectant l'installation de valorisation à la cheminée du four est fermée. De l'air atmosphérique est aspiré grâce au ventilateur, traverse le stockage et se charge en chaleur afin d'alimenter le HTP. Si la température de décharge est supérieure à la température d'alimentation du HTP, les vannes de dilution sont utilisées afin de faire chuter la température, de manière similaire à la dilution de charge. L'air traverse ensuite le ventilateur avant d'être évacué par une cheminée.

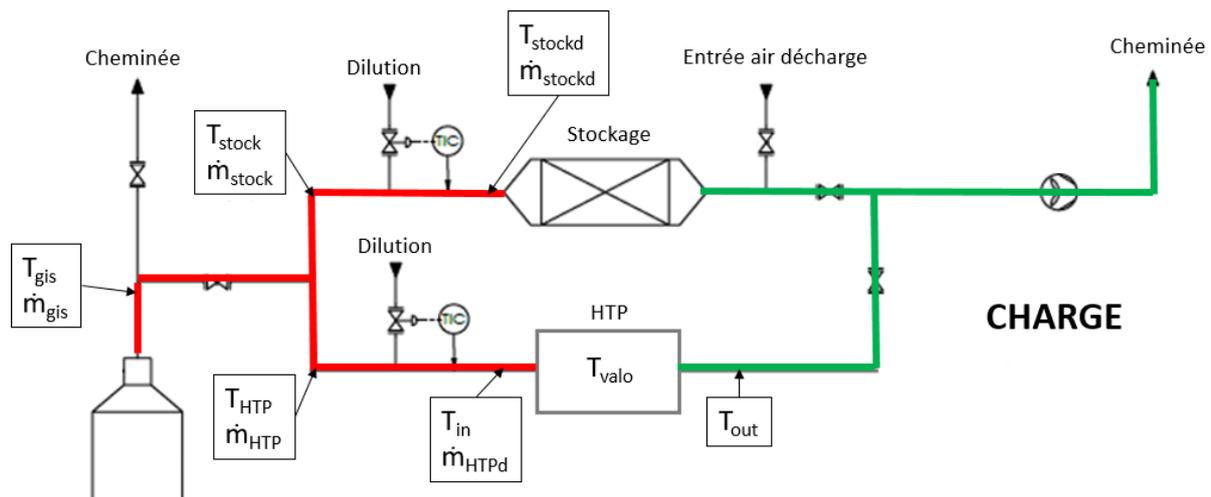


FIGURE 102 – Schéma procédés de l'installation en phase de charge

3.3.3.4 Analyse du gisement de chaleur fatale

Afin de connaître les plages de températures les plus intéressantes à valoriser, une étude du gisement est réalisée par tranche de 100°C. Les données étant disponibles pour un pas de temps variable entre 0,5 et 1,5h, les débits et températures ont été estimés linéairement toutes les 0,1 h (6 minutes) afin d'affiner le calcul de l'énergie totale du gisement. L'énergie de condensation de l'eau contenue dans les fumées (chaleur latente) n'est pas considérée.

La chaleur totale du gisement est évaluée à 15,2 MWh (température de référence fixée à 20°C). Elle se répartit en 3 zones :

- une zone de température moyenne, comprise entre 100 et 400°C, avec 3,2 MWh.
- une zone de haute température, avec 6 MWh entre 400 et 800°C.

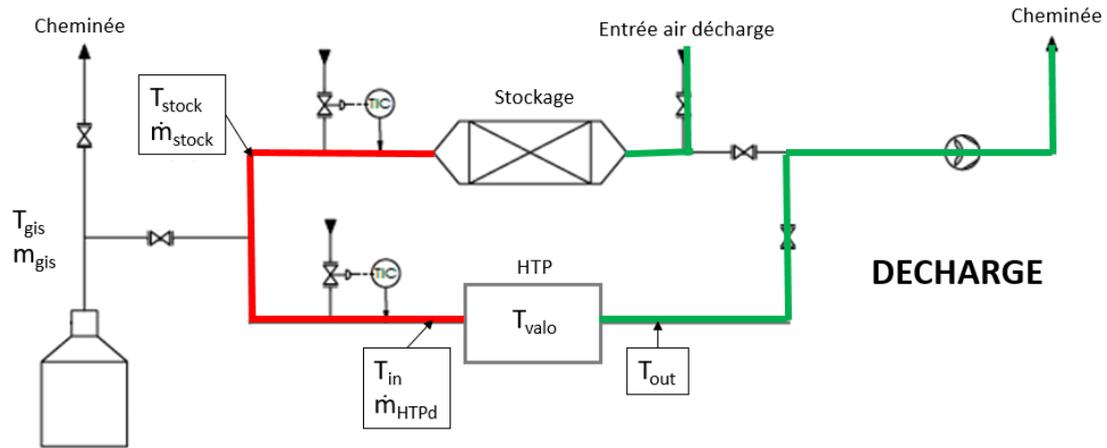


FIGURE 103 – Schéma procédés de l'installation en phase de décharge

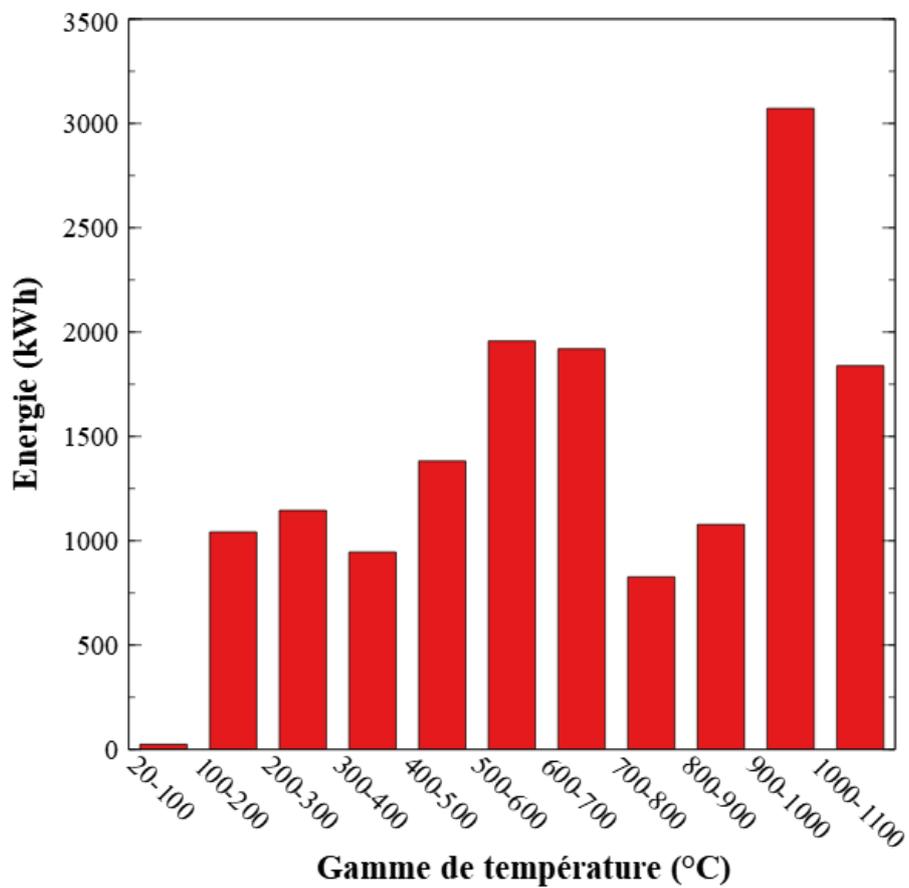


FIGURE 104 – Répartition de l'énergie du gisement par gamme de température

— une zone de très haute température, comportant 6 MWh supérieur à 800°C.

3.3.3.5 Choix de la température de valorisation

La température d'alimentation du HTP se doit d'être la plus constante possible afin d'éviter les contraintes appliquées sur le HTP. A ce titre, la température de valorisation est définie comme la température haute de fonctionnement du cycle thermodynamique.

Celle-ci est constante. Plus la température de valorisation est haute, et meilleur est le rendement du HTP. Or choisir une température de valorisation élevée augmente la quantité de gisement non valorisée. Ainsi, il existe un compromis entre la chaleur cédée au HTP et le rendement du cycle thermodynamique. En traçant la cumulée de l'énergie de gisement depuis la plus haute température jusqu'à la plus faible sur la figure 105, il est possible de déterminer quel pourcentage du gisement peut être valorisé en fonction de la température de valorisation.

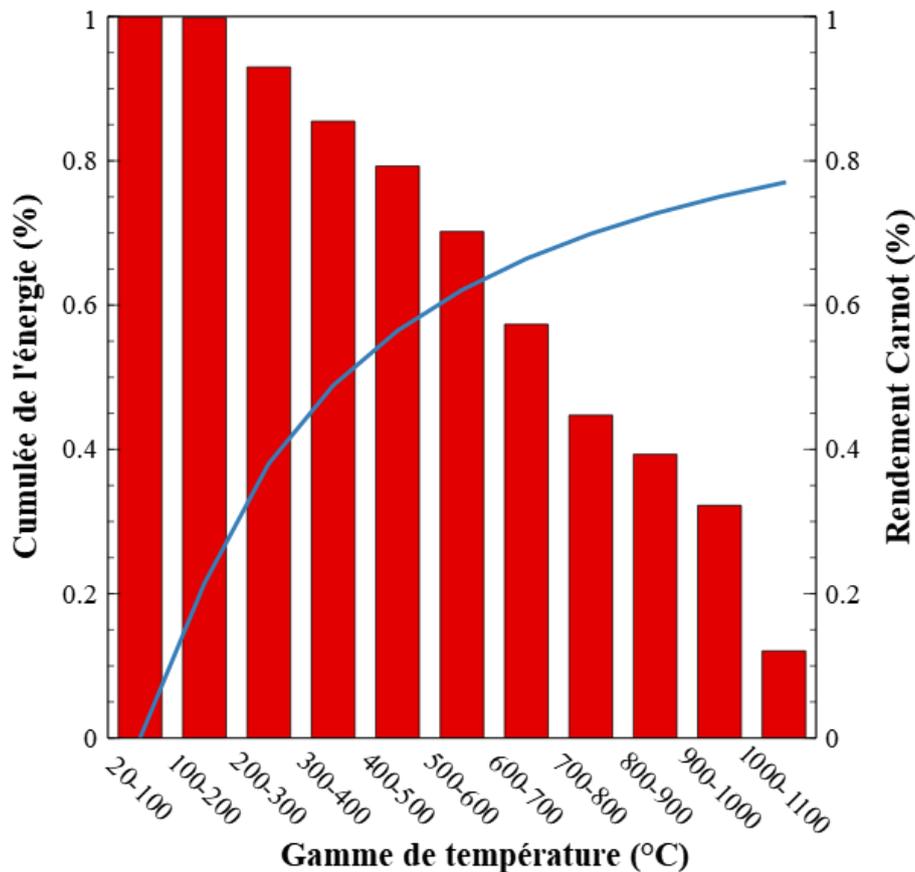


FIGURE 105 – Cumulée de l'énergie du gisement par gamme de température

Si la température de valorisation choisie est de 1000°C, alors seuls 12% de l'énergie de gisement seront valorisés, mais avec un rendement de 77%. Afin de valoriser davantage de chaleur, des températures plus basses sont considérées. Ainsi, pour 300, 400 et 500°C, l'énergie valorisée pour un HTP unique est respectivement de 85,5%, 79,2% et 70,2%.

3.3.3.6 Énergie thermique cédée au HTP et rendement d'un cycle thermodynamique

La puissance électrique produite par le HTP dépend de 2 facteurs : la puissance thermique cédée au HTP et le rendement de son cycle thermodynamique.

$$P_{elec} = P_{th-HTP} \times \eta_{cycle} \quad (101)$$

En intégrant la puissance sur la totalité du cycle, l'énergie électrique produite dépend alors de l'énergie thermique cédée et du rendement du cycle :

$$E_{elec} = E_{th-HTP} \times \eta_{cycle} \quad (102)$$

Afin de ne faire aucun choix technologique à ce stade, le rendement de cycles réels du HTP considéré pour la valorisation de chaleur fatale ont été répertoriés sur la figure 106.

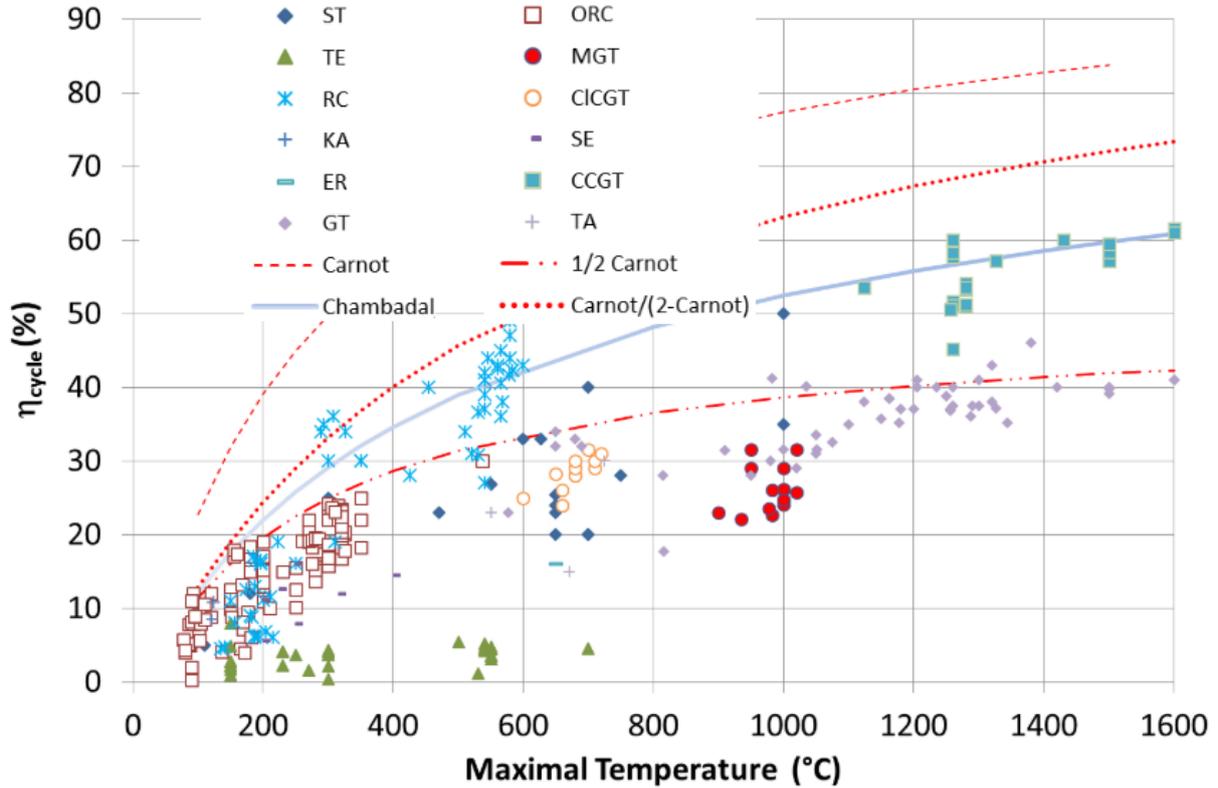


FIGURE 106 – Rendement d’installations existantes, corrélations avec le rendement de Carnot (principales technologies : ORC, RC (cycle Rankine), ST (moteur Stirling), MGT et GT (micro-turbine et turbine à gaz) [90]

Le rendement des HTP existants augmente en fonction de la température maximale. Les systèmes avec le rendement et les températures les plus faibles sont les ORC, suivis des cycles vapeur, puis des moteurs Stirling et des turbines à gaz. Le rendement des ORC et ceux des turbines à vapeur basse température est nettement inférieur aux rendements des autres technologies, situés dans une gamme de 25 à 40%. D’après la figure 106, le rendement peut être décrit en première approximation par $1/2\eta_{Carnot}$

Afin de dimensionner le HTP idéal, il convient de définir 3 températures : les température d’entrée T_{in} et de sortie d’échangeur T_{out} , ainsi que la température de fonctionnement du cycle thermodynamique T_{valo} . L’échangeur alimentant le HTP est représenté de manière simplifiée sur la figure 107.

L’énergie cédée au HTP est régie par T_{in} et T_{out} , et le rendement du cycle thermodynamique est régi par T_{valo} . T_{valo} peut être choisie sur une gamme de température comprise entre la température ambiante de référence et T_{in} . En réalité, T_{valo} ne peut pas être égale à T_{in} à cause du pincement thermique de l’échangeur, mais le pincement est supposé nul pour simplifier le cas d’étude. La puissance électrique produite par le HTP est alors :



FIGURE 107 – Schéma simplifié de l'échangeur alimentant le HTP

$$E_{elec} = \eta_{cycle} \times E_{th-HTP} = 1/2 \times \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{valo}}\right) \int_0^{t_{cycle}} \dot{m}_{HTP-dil} c_{p-air} (T_{in} - T_{out}) dt \quad (103)$$

Considérant que le HTP est toujours alimenté à une température et à un débit constant, l'équation 103 peut être écrite de la façon suivante :

$$E_{elec} = 1/2 \times \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{valo}}\right) \dot{m}_{HTP-dil} c_{p-air} (T_{in} - T_{out}) t_{cycle} \quad (104)$$

La production électrique évolue de la manière suivante :

- Si T_{in} est élevée, alors la puissance générée par le HTP est aussi élevée. À l'inverse, une température d'entrée faible implique une forte dilution du gisement. Le différentiel de température est alors moins important, mais compensé en partie par le débit $\dot{m}_{HTP-dil}$. De plus, l'énergie de gisement supérieure à T_{in} , qui représente la quantité de gisement valorisable dans le HTP, est plus faible lorsque ce dernier augmente. Le HTP produit alors plus de puissance, mais pendant moins longtemps, ce qui ne garantit pas une production électrique supérieure.
- Si T_{out} est faible, l'énergie thermique cédée au HTP est élevée, ce qui augmente l'énergie électrique produite par cycle. T_{out} doit donc être choisie la plus faible possible en théorie. En pratique, T_{out} est limitée par la faisabilité des échangeurs ainsi que des contraintes spécifiques du cycle thermodynamique.
- Si T_{valo} est élevée, alors le rendement du cycle thermodynamique est élevé, ce qui augmente l'électricité produite par le HTP. En revanche, T_{in} doit toujours être supérieur ou égal à T_{valo} sinon la température de la chaleur cédée n'est pas suffisante pour faire fonctionner le HTP. Choisir une T_{valo} élevée implique que T_{in} soit élevé, ce qui prive le HTP d'une partie plus importante du gisement.

Maximiser la quantité d'électricité produite vise donc à choisir avec soin T_{in} , T_{out} , et T_{valo} . Fixons arbitrairement T_{out} à 200°C, et T_{valo} à 300°C. Le rendement du cycle défini à $1/2\eta_{Carnot}$ vaut alors 24 %. L'électricité produite pour différentes températures T_{in} est présentée sur le tableau 19.

T_{in} (°C)	300	400	500	600	700	800	900	1000
E_{th-HTP} (kWh _{th})	4650	6355	6682	6080	5115	4718	4022	1501
E_{elec} (kWh _e)	1136	1553	1633	1486	1250	1153	983	367

TABLE 19 – Production électrique pour différentes température d’entrée échangeur, à $T_{out} = 200^{\circ}\text{C}$ et $T_{valo} = 300^{\circ}\text{C}$

L’électricité produite pour une température de 300°C est relativement faible car la différence de température en entrée et sortie de l’échangeur est trop faible. Ainsi, seuls 4 650 kWh_{th} sont valorisés sur les 15 200 kWh_{th} que compte le gisement. Pour une température T_{in} de 400 et 500°C , la différence de température est plus importante, ce qui permet de céder plus de chaleur au HTP. En revanche, à partir de 600°C , l’augmentation de la différence $T_{in} - T_{out}$ se fait au détriment de la quantité de gisement valorisée comme cela est visible sur la figure 108.

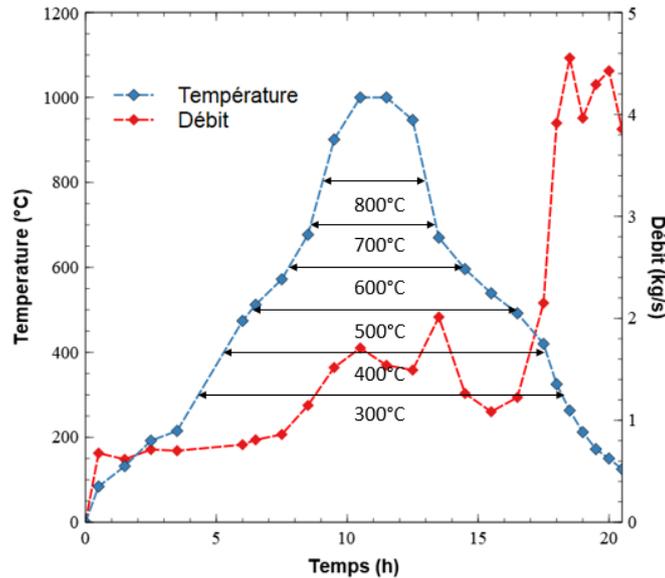


FIGURE 108 – Représentation du gisement exploitable en fonction de la température d’entrée échangeur

Lorsque la température T_{in} augmente, la proportion de gisement exploitable diminue. Cependant la puissance cédée au HTP augmente ce qui implique l’existence d’un optimum. Pour $T_{out} = 200^{\circ}\text{C}$ et $T_{valo} = 300^{\circ}\text{C}$, l’optimum se situe à 500°C .

Ainsi pour chaque température de sortie d’échangeur et température de valorisation considérée, il est possible de trouver la température T_{in} optimale. La température d’entrée optimale est notée pour chacun des couples T_{out} et T_{valo} . L’ensemble de ces températures T_{in} optimales sont représentées sur la figure 109. La température T_{in} optimale semble être constante en fonction de la température de valorisation. En effet, l’énergie cédée au HTP dépend uniquement de la température de sortie échangeur. Ainsi, pour chaque température de sortie échangeur, il existe une température d’entrée qui vient maximiser l’énergie cédée au HTP. L’écart de température entre T_{in} et T_{out} est compris entre 300 et 400°C

pour la majorité des configurations.

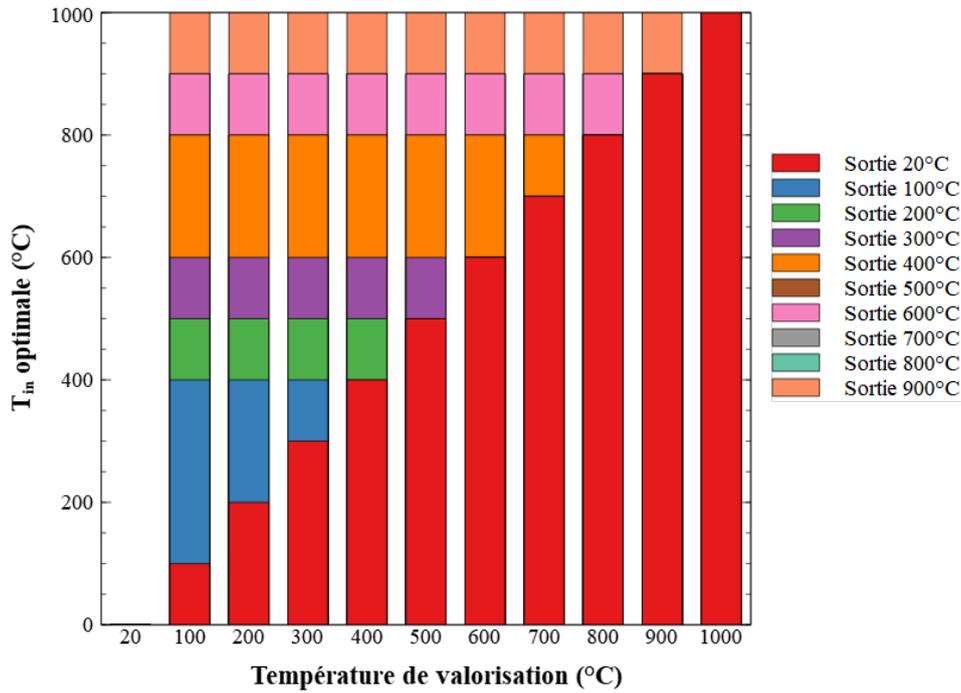


FIGURE 109 – Température d’entrée T_{in} optimale pour maximisation de la production électrique

Connaissant les configurations optimales des trois températures T_{in} , T_{out} et T_{valo} , l’électricité produite est représentée sur la figure 110.

Lorsque la température de sortie d’échangeur augmente, la quantité d’énergie électrique produite diminue, ce qui est dû à une énergie thermique cédée au bloc électrique qui est moindre. Visuellement, l’optimum semble se déplacer vers une gamme de température de valorisation plus haute lorsque la température de sortie d’échangeur augmente.

L’optimum de production électrique est étudié en fonction de la température de sortie échangeur, pour souligner l’importance de celle-ci dans le dimensionnement de l’installation. La température optimale de valorisation à T_{in} optimale est représentée sur la figure 111, ainsi que la production électrique associée à ce choix de température. Pour l’ensemble des cas de production électrique optimale, la température d’entrée optimale T_{in} est égale à la température de valorisation T_{valo} . En effet, pour une température T_{out} définie, il existe une température T_{in} optimale permettant de maximiser la chaleur cédée au HTP. La température optimale de valorisation T_{valo} doit alors être la plus élevée possible afin de maximiser le rendement du HTP, or celle-ci ne peut être plus élevée que T_{in} , auquel cas aucune énergie thermique ne pourrait être cédée au HTP. Ainsi, il en résulte que les températures T_{in} et T_{valo} sont égales pour maximiser la production d’électricité lorsque la température de sortie échangeur T_{out} est définie. En réalité, T_{valo} devra être choisie au plus proche de T_{in} compte tenu du pincement thermique de l’échangeur.

La température de valorisation optimale augmente d’abord de 400 à 600°C pour des températures de sortie échangeur comprises entre 20 et 300°C. Au delà, la température de valorisation marque une forte augmentation de 600 à 800°C, ce qui s’explique par la forme

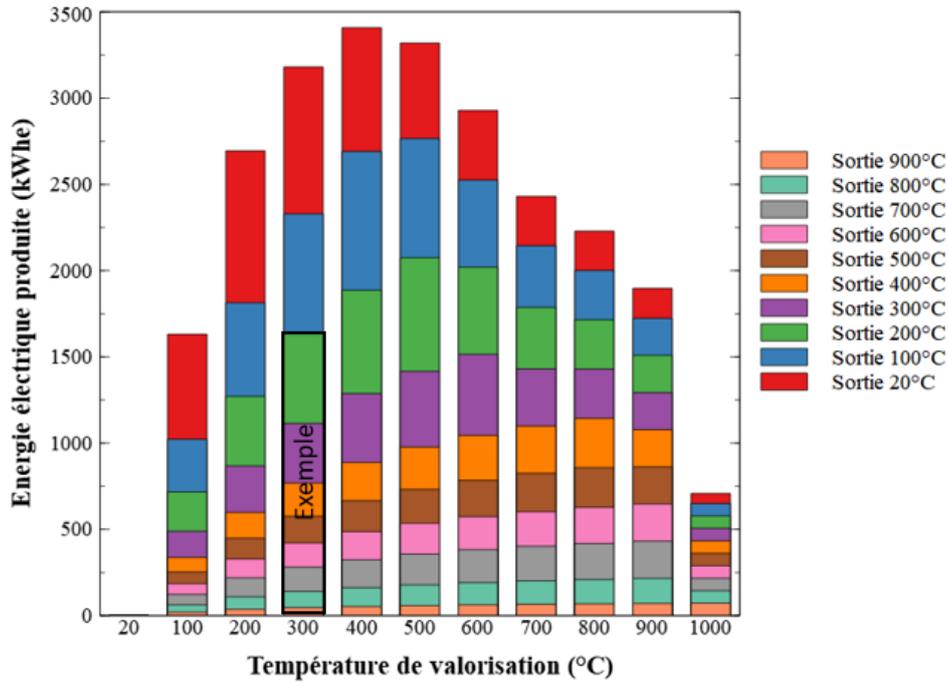


FIGURE 110 – Produit du gisement et du rendement de 1/2 du rendement de Carnot pour chaque température de sortie d'échangeur

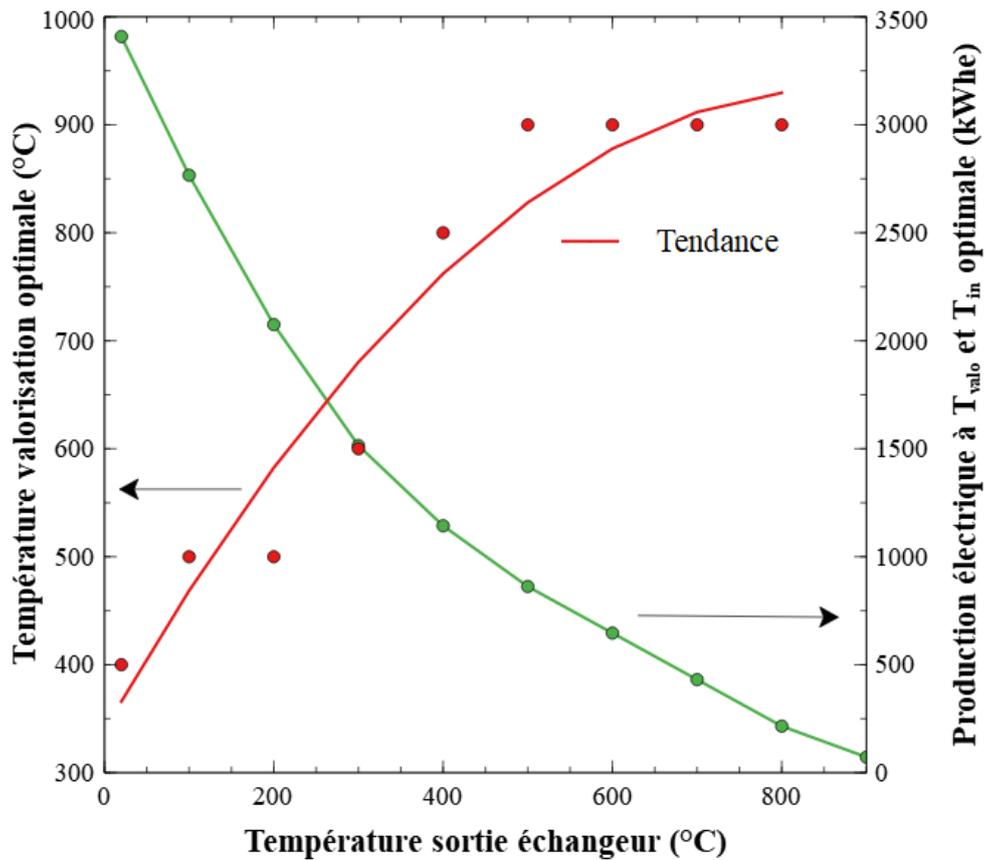


FIGURE 111 – Température de valorisation optimale et production électrique associée en fonction de la température de sortie échangeur

du gisement qui ne contient que très peu d'énergie entre 600 et 700°C. Il paraît alors plus intéressant de sauter cette gamme de température afin de bénéficier d'une tranche de gisement qui contient plus d'énergie. Dans ce cas, justifier de l'augmentation du rendement du cycle thermodynamique (de 69,9% à 700 contre 72,7% à 800°C) pour bénéficier d'un gisement thermique légèrement moindre est alors avantageux. La température de valorisation se stabilise ensuite à 900°C. Celle-ci n'atteint pas 1000°C car la quantité d'énergie thermique de la gamme 1000-1100°C est faible. Une fois encore, justifier de l'augmentation du rendement du cycle thermodynamique pour bénéficier d'un gisement thermique moindre est alors impossible.

La puissance électrique décroît strictement lorsque la température de sortie échangeur augmente. Puisque le gisement présente une forme pyramidale, augmenter T_{out} revient à limiter le gisement valorisable de manière forte sur les premières tranches de température, comme cela a déjà été présenté sur la figure 104.

Le but est maintenant de déterminer quel serait le HTP idéal permettant la valorisation d'un tel gisement. Sa température de valorisation, ainsi que sa température de sortie d'échangeur doivent être déterminées. Ce HTP idéal permet de faire abstraction d'un choix technologique, tout en gardant certaines contraintes techniques liées aux échangeurs par exemple.

Selon la figure 111, il conviendrait de fixer la température de sortie d'échangeur à 20°C afin de maximiser la production électrique. Cependant, il est peu probable qu'une installation couplant HTP et échangeur puisse permettre d'atteindre 20°C en sortie d'échangeur, ce qui imposerait une surface d'échange infinie, ainsi qu'un moteur HTP pouvant fonctionner entre 20°C et sa température de valorisation. Une température de sortie échangeur de 100°C serait plus plausible, et se rapprocherait des températures de sortie d'évaporateur sur des cycles vapeurs classiques. La température de sortie échangeur T_{out} est donc fixée à 100°C.

La température de valorisation optimale pour une température de sortie échangeur de 100°C est de 500°C, information donnée par le diagramme 110. La production électrique d'un tel système serait de 2 766 kWh_e/cycle, soit une puissance moyenne de 115 kW_e en continu. Afin d'identifier quelles technologies de HTP sont envisageables pour le cas d'étude, une marge de 200°C est définie pour la température de valorisation. La température de valorisation doit donc être comprise entre 300 et 700°C, avec 500°C de préférence. De même, la puissance électrique produite est considérée sur un ordre de grandeur, c'est-à-dire entre 10 et 300 kW_e, avec 115 kW_e de préférence .

3.3.3.7 Choix de la technologie Heat to Power

Le choix de la température de valorisation dépend des différentes technologies de HTP. Les différents HTP disponibles sont au nombre de 4 : moteur Stirling, cycle organique de Rankine (ORC), turbine à gaz et turbine à vapeur. Compte tenu de l'analyse du gisement, le bloc HTP recherché devrait se trouver sur la zone encadré en rouge sur la figure 112.

La zone encadrée correspond à une zone où aucune technologie n'est disponible, située entre l'ensemble des 4 technologies. Les puissances semblent trop haute pour le moteur Stirling, et les températures trop basses pour les micro-turbines à gaz. Seuls quelques ORC et turbines à vapeur se situent dans la zone. Une veille a été menée pour connaître

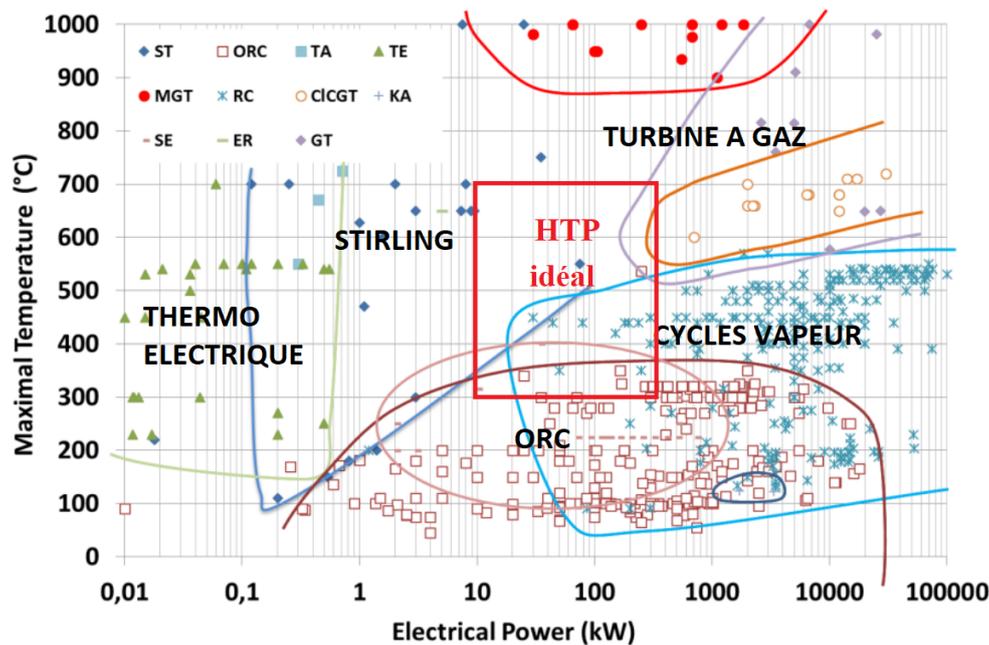


FIGURE 112 – Températures d’installations HTP existantes, représentation en fonction de la puissance électrique produite [90]

les technologies disponibles commercialement, résumée dans le tableau 20.

Technologies	Entreprise	Machine disponible	Rendement	Puissance (kW _e)	Commentaire
Turbines à vapeur	Siemens	Non	-	-	Turbine à vapeur < 1MW coûteuse et à mauvais rendement
Stirling	Genoa Stirling	Oui	jusqu’à 14% à 950°C	25	12 Stirling de 2,5 kW _e mis en parallèle
ORC	Enogia	Oui	5 à 8% à 120°C	10 à 180	Partenaire d’Eco-Tech Ceram
Micro-turbine	-	-	-	-	Pas d’information sur les micro-turbines dans le contexte de chaleur fatale

TABLE 20 – Veille technologique HTP

Après discussion avec le service commercial de Siemens, les turbines à vapeur de puissances inférieures à 1 MW sont très peu communes, pour un rendement faible comparé aux turbines à vapeur de plus grande taille.

Le moteur Stirling fait l’objet de nombreuses études, qui ont fait l’objet d’une revue de littérature [116]. Les performances des moteurs Stirling de la littérature sont considérées pour de la micro-cogénération ou dans le solaire à concentration. Dans le cas de la cogénération, l’énergie est générée par combustion. L’énergie reçue par le moteur Stirling possède une contribution radiative et une contribution convective. Pour le solaire à concentration, l’énergie apportée au moteur est uniquement sous forme radiative. Or la chaleur fatale sous formes de fumées, objet de notre étude, est valorisée par échanges

convectifs uniquement (échangeur ou au contact des céramiques). Or le moteur Stirling présente une surface d'échange limitée, limitant les échanges convectifs possibles. Ils sont donc particulièrement adaptés pour le transfert radiatif, qui permet de concentrer un flux énergétique important sur une faible surface, comme c'est le cas dans la littérature. Genoa Stirling, l'un des seuls fournisseurs de moteur Stirling, annonce un rendement de 14%, mais il est probable que ce rendement soit inférieur dans le cas de convection pure. De plus, Genoa Stirling compense la faible puissance par l'assemblage de 12 moteurs Stirling pour constituer une unité de valorisation, permettant de générer 25 kW_e, fonctionnant avec un gisement qui peut être convectif ou radiatif. D'autres moteurs Stirling peuvent atteindre jusqu'à 25 kW_e (dans les applications solaires notamment), mais cela reste une gamme de puissance relativement faible [90].

Cependant son développement industriel reste faible. Le manque de données sur les moteurs Stirling, sa très faible puissance ainsi que son utilisation complexe pour des échanges convectifs ne permettent pas de considérer le moteur Stirling comme un voie de développement immédiate des solutions de Heat to Power.

Seul l'ORC est une technologie mature commercialement sur la plage de puissance considérée. Sa température d'alimentation très basse ne permet pas d'obtenir un rendement très important. L'ORC reste cependant la seule solution disponible commercialement permettant de valoriser ce type de gisement.

L'ORC présente une température de valorisation entre 100 et 200°C pour la plupart des installations, la température de sortie échangeur étant de l'ordre de 100°C. Pour le moteur Stirling, la température de valorisation est d'environ 900°C pour une température de sortie échangeur de 700°C. Cette très haute température de sortie d'échangeur est liée à la faible surface d'échange convective que présente les échangeurs. Il est possible à l'aide de ces températures de positionner ces technologies sur le diagramme 113.

Pour le gisement considéré, l'ORC permettrait de produire en théorie 1022 kWh_e/cycle, le moteur Stirling 431 kWh_e/cycle, et le HTP idéal permettrait de valoriser jusqu'à 2766 kWh_e/cycle, ces énergies électriques produites étant représentées sur la figure 113. Le moteur Stirling ne permet pas d'être compétitif vis à vis de l'ORC car le gisement présente trop peu de chaleur supérieure à 900°C pour que son haut rendement permette de faire la différence. A l'inverse, l'ORC permet de valoriser une grande partie du gisement, mais à une température relativement faible ce qui ne permet pas l'obtention d'un rendement très élevé, qui est de l'ordre de 10%. Le moteur HTP idéal permettrait de se placer à une température optimale de valorisation, et de récupérer un maximum de chaleur par l'échangeur, offrant une température de sortie d'échangeur de 100°C. Le moteur HTP idéal permettrait de quasiment doubler la production électrique par rapport à l'ORC.

L'étude comportera deux parties. La première consistera en l'étude du HTP idéal, afin de faire abstraction des solutions techniques existantes. La deuxième partie consistera à choisir une machine "sur étagère", c'est à dire l'ORC d'Enogia, afin d'évaluer la viabilité réelle d'une telle solution.

3.3.3.8 Cas d'étude du HTP idéal

L'analyse du gisement a montré qu'il était possible de produire jusqu'à 2766 kWh_e/jour, soit 115 kW_e de puissance électrique moyenne sur la journée. Cette puissance correspond

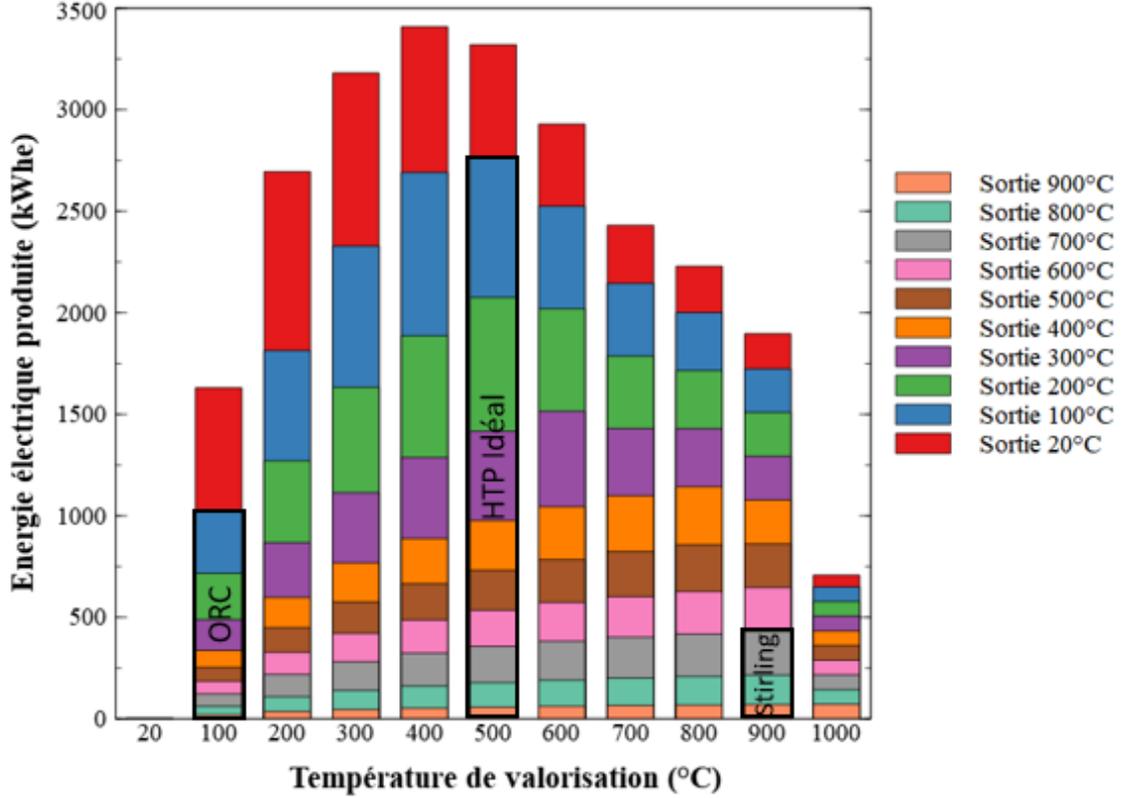


FIGURE 113 – Positionnement sur le diagramme théorique des différentes technologies disponibles

au cas idéal, si le stockage pouvait restituer toute la chaleur à une température identique, or le stockage dégrade la chaleur stockée. Il est alors nécessaire de calculer une première approximation de la puissance électrique moyenne journalière.

Lors de la charge, une partie de la chaleur alimente le HTP directement, lorsque la puissance du gisement est suffisante. Le surplus de puissance est stocké, puis destocké lorsque la puissance du gisement n'est plus suffisante. Un premier cas d'étude de la répartition du gisement est de 40% pour le HTP et de 60% pour le stockage. Le rendement de l'Eco-Stock[®] étant de 90% en régime cyclé, ce rendement est choisi en première approximation. L'énergie thermique cédée au HTP est alors la somme de l'énergie du gisement, cédée avec un rendement de 1 car l'alimentation est directe, plus l'énergie destockée du stockage, avec un rendement de 90%

$$E_{elec-appro} = E_{elec-ideal} \times \frac{40 \times 1 + 60 \times 0,9}{100} = 109kW_e \quad (105)$$

Le HTP idéal couplé au stockage permettra donc de produire environ 94% des 115 kW_e, soit 109 kW_e, qui constituera le point nominal de fonctionnement.

Une fois cette puissance nominale définie, il est possible d'identifier comment répartir la puissance entre le HTP et le stockage lors de la phase de charge. Le débit devant alimenter le HTP peut être calculé grâce à l'équation suivante.

$$\dot{m}_{HTP-dil} = \frac{P_{elec-nom}}{1/2 \times (1 - \frac{T_{amb}}{T_{valo}})c_{p-moy}(T_{in} - T_{out})} = 0,84kg.s^{-1} \quad (106)$$

Ce débit correspond à un débit nominal dilué. Afin de revenir au débit cédé au HTP depuis le gisement, un bilan thermique et massique est appliqué sur l'air provenant du gisement, l'air atmosphérique de dilution et l'air entrant dans le HTP, de manière à obtenir l'équation (la capacité calorifique étant considérée constante) :

$$\dot{m}_{HTP} = \dot{m}_{HTP-dil} \times \frac{1}{1 + \frac{T_{gis} - T_{valo}}{T_{valo} - T_{amb}}} \quad (107)$$

Contrairement au débit $\dot{m}_{HTP-dil}$ qui est constant dans le temps, le débit \dot{m}_{HTP} varie. Ce débit est soustrait au débit de gisement afin d'en déduire le débit \dot{m}_{stock} alimentant le stockage.

Or le débit \dot{m}_{stock} est dilué avant l'alimentation du stockage, afin de ne pas dépasser 600°C comme température de stockage, correspondant à un optimum technico-économique déjà abordé dans la partie PTH. Le débit dilué est :

$$\dot{m}_{stock-dil} = \dot{m}_{stock} \left(1 + \frac{T_{gis} - 600}{600 - T_{amb}} \right) \quad (108)$$

Les débits et températures alimentant le HTP et le stockage étant maintenant connus, ceux-ci sont représentés sur la figure 114. Le débit d'alimentation de l'ORC est constant à 0,84 kg.s⁻¹ et sa température est constante à 500°C. Le HTP est donc alimenté à la température de valorisation voulue, ainsi qu'à sa puissance nominale de 109 kW_e lorsque le gisement le permet. A l'inverse, le stockage est alimenté à une température comprise entre 500°C, qui est la température de valorisation, et 600°C, la température maximale de stockage lors du début de la charge, ce qui correspond à la phase de montée en température du four. La température croît donc de 500 à 600°C en début de charge, puis le gisement est dilué à une température de 600°C de 1h à 8,5h, ce qui permet 7h de charge à une température constante. La température chute ensuite de 600 à 500°C jusqu'à 10h, ce qui correspond à la fin du cycle de cuisson et à la baisse de la température du four. Le débit croît d'abord lentement jusqu'à 1h de charge, avant d'augmenter fortement pour atteindre 2,25 kg.s⁻¹ à 4h de charge. Cette augmentation forte correspond à l'augmentation du débit de gisement, mais aussi à l'augmentation du débit engendré par la dilution du gisement, celui-ci ne devant pas dépasser 600°C. Après 4h, le débit chute progressivement jusqu'à atteindre 0,4 kg.s⁻¹ en fin de charge. A l'inverse du HTP, le stockage est alimenté par une puissance variable, de manière à absorber tout surplus non nécessaire à l'ORC. La capacité du stockage à être chargé avec des contraintes sur la température et le débit, illustrée dans le Chapitre 2 permet de transformer une énergie de gisement non contrôlée en une source d'énergie maîtrisée.

Une fois le débit de charge du stockage $\dot{m}_{stock-dil}$ et la température de charge du stockage connus, il est possible de calculer l'énergie parvenant au stockage afin de pouvoir le dimensionner.

Le gisement avec une température de valorisation de 500°C est de 10 691 kWh_{th}/cycle. Celui-ci se décompose en 4 166 kWh_{th} d'alimentation directe de l'ORC et 6 525 kWh_{th} pour le stockage.

La méthode de dimensionnement est identique à celle choisie pour le PTH, à partir de l'équation suivante :

$$V_{lit} = \frac{E_d}{c_{p-s} \Delta T \rho_s (1 - \epsilon) \zeta} \quad (109)$$

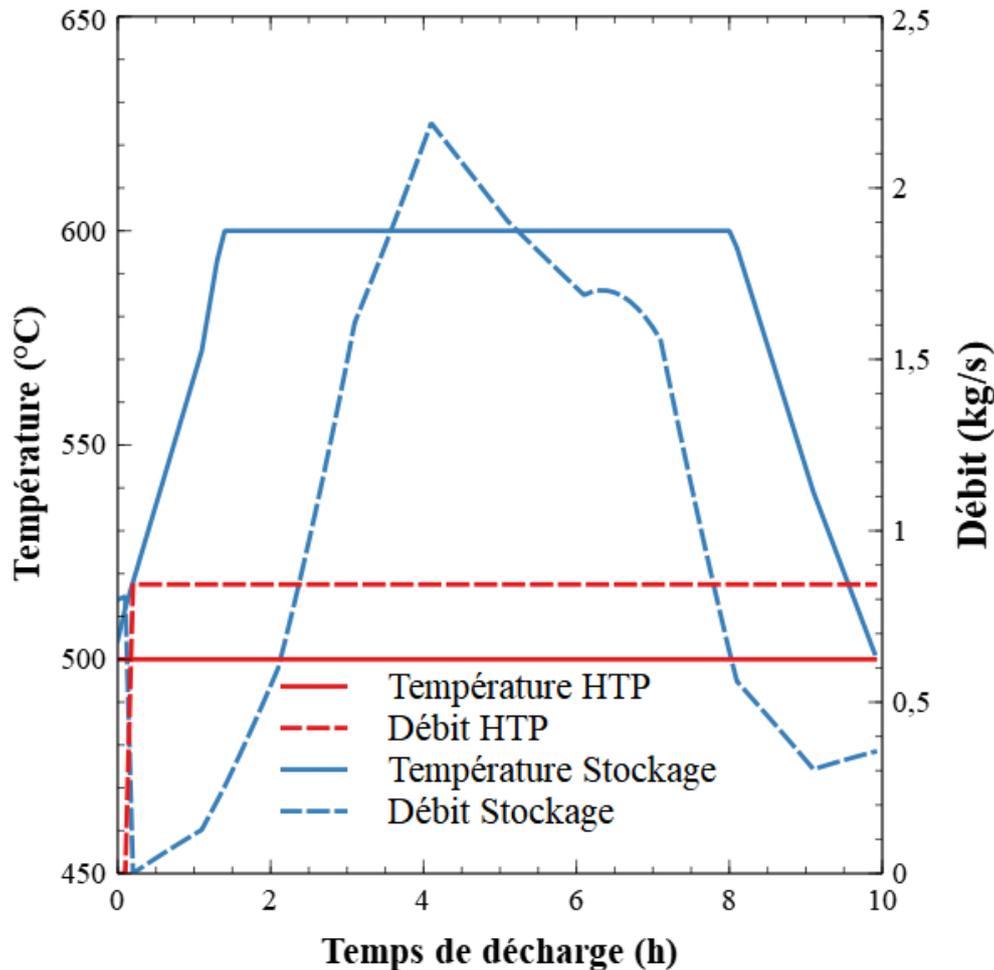


FIGURE 114 – Température d'entrée et débit du HTP et du stockage

Cette équation permet de calculer le volume du lit en y intégrant le taux d'utilisation ζ qui permet de prendre en compte non pas l'énergie stockée mais l'énergie utile fournie par le stockage.

La température seuil de décharge est définie par la température de valorisation du HTP à 500°C. Ce seuil représente une température adimensionnée de 0,83 par rapport à la température de charge de 600°C. Afin d'améliorer les performances thermiques du stockage, considérant ce seuil haut, le ratio L/D est volontairement augmenté par rapport à l'Eco-Stock[®], considéré à 2,4 au lieu de 1,6 afin de réduire l'épaisseur relative de la thermocline, favorisant une température haute lors de la décharge.

Considérant le volume et le ratio L/D imposé, les dimensions du stockage sont de 6 m de longueur pour une section de 4,84 m², soit une section carrée de 2,2 m de côté.

Le modèle "var moy" est utilisé pour modéliser un cycle de charge/décharge du stockage. La température de sortie de stockage, qui alimente l'ORC, ainsi que le débit sont représentés sur la figure 115.

La température de sortie du stockage croît d'abord de 545°C à 600°C, puisque la charge du stockage s'est achevée à une température décroissante de 600 à 500°C. Afin d'alimenter le HTP à une puissance thermique constante, la montée de la température est compensée

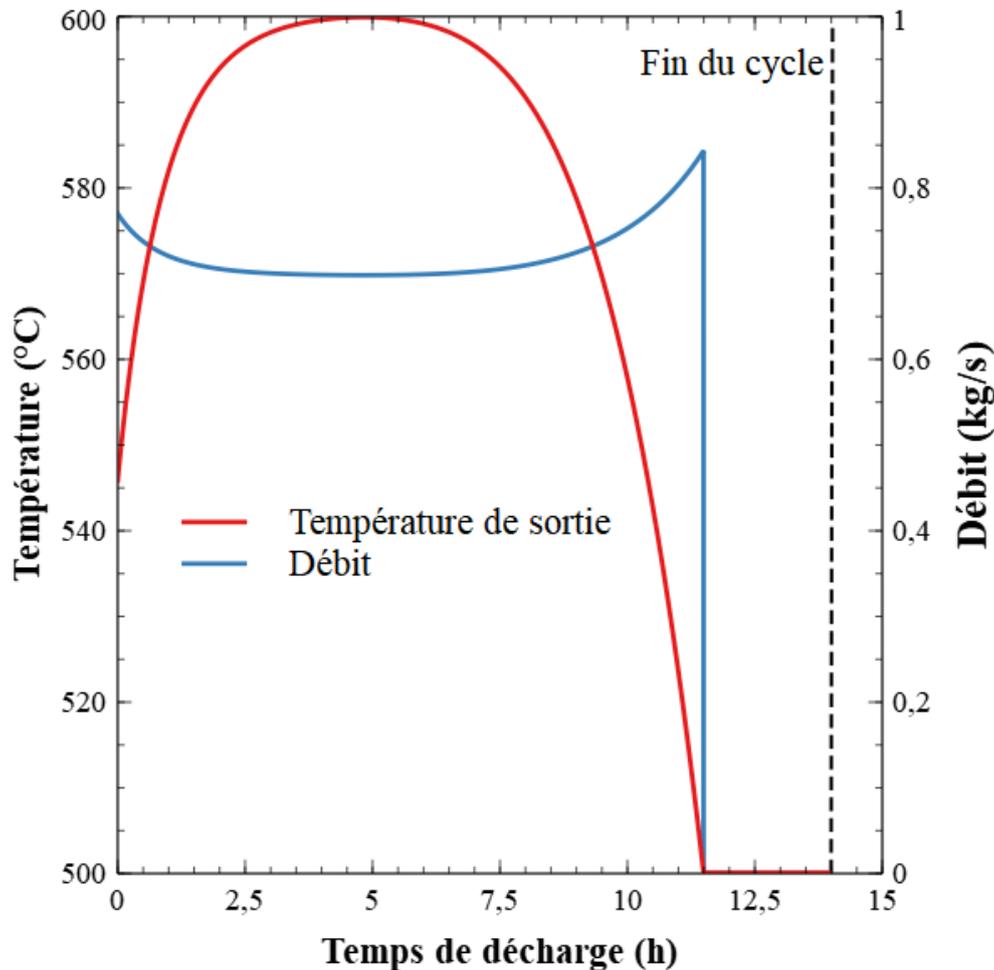


FIGURE 115 – Température de sortie de stockage et débit durant la décharge

par une baisse du débit de $0,77 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ à $0,70 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. A partir de 5h de décharge, la thermocline est extraite de la cuve. Il en résulte une baisse de la température de sortie entre 5h et 11,5h. Afin de compenser cette baisse de température, le débit augmente dans cette période, de $0,70$ à $0,85 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. Après 11,5 h de décharge, la température seuil de décharge de 500°C , qui correspond à la température minimale d'alimentation du HTP est atteinte. La décharge s'arrête donc. Il en résulte une période d'arrêt de 2,5h pendant laquelle le HTP doit être arrêté.

Cet arrêt n'est pas dû à un mauvais dimensionnement du stockage. Celui-ci a été dimensionné en régime de fonctionnement cyclé, ce qui ne correspond pas à son utilisation lors de la première charge. Ce phénomène a déjà été illustré dans la partie PTH. En régime cyclé, le stockage dispose au début de la charge, d'un reliquat d'énergie de la décharge précédente, qui correspond à de la chaleur à une température inférieure à la température seuil de décharge. Ce reliquat d'énergie est absent lors de la première charge. Le stockage est donc moins chargé, et peut donc décharger moins d'énergie lors de la décharge, ce qui cause cette période d'arrêt. Celle-ci ne se produit plus lors des cycles suivants, puisque le stockage fonctionne désormais en régime cyclé. Cependant, si l'usine de production de céramique ne fonctionne que 5 jours par semaine, le reliquat d'énergie du vendredi soir ne peut pas forcément être utilisé le lundi matin, à cause des phénomènes liés aux périodes de repos : pertes thermiques, déstratifications axiales et transversales. La gestion de cette première charge est donc susceptible d'être problématique toutes les semaines, ce

qui cause un fonctionnement sous optimal du stockage et du HTP.

Ainsi, il est proposé qu'une partie du gisement soit prélevé de l'alimentation du HTP lors de la première charge afin d'apporter au stockage le reliquat d'énergie dû au cyclage. Cela aura pour effet de stabiliser plus rapidement le comportement du stockage, mais aussi alimenter le HTP en continu sur toute la semaine.

Le reliquat d'énergie comptant pour 30 % de l'énergie de charge, le débit de début de charge est intégralement envoyé au stockage. Les débits et températures de charge du HTP et du stockage sont donnés dans la figure 116 ci-dessous.

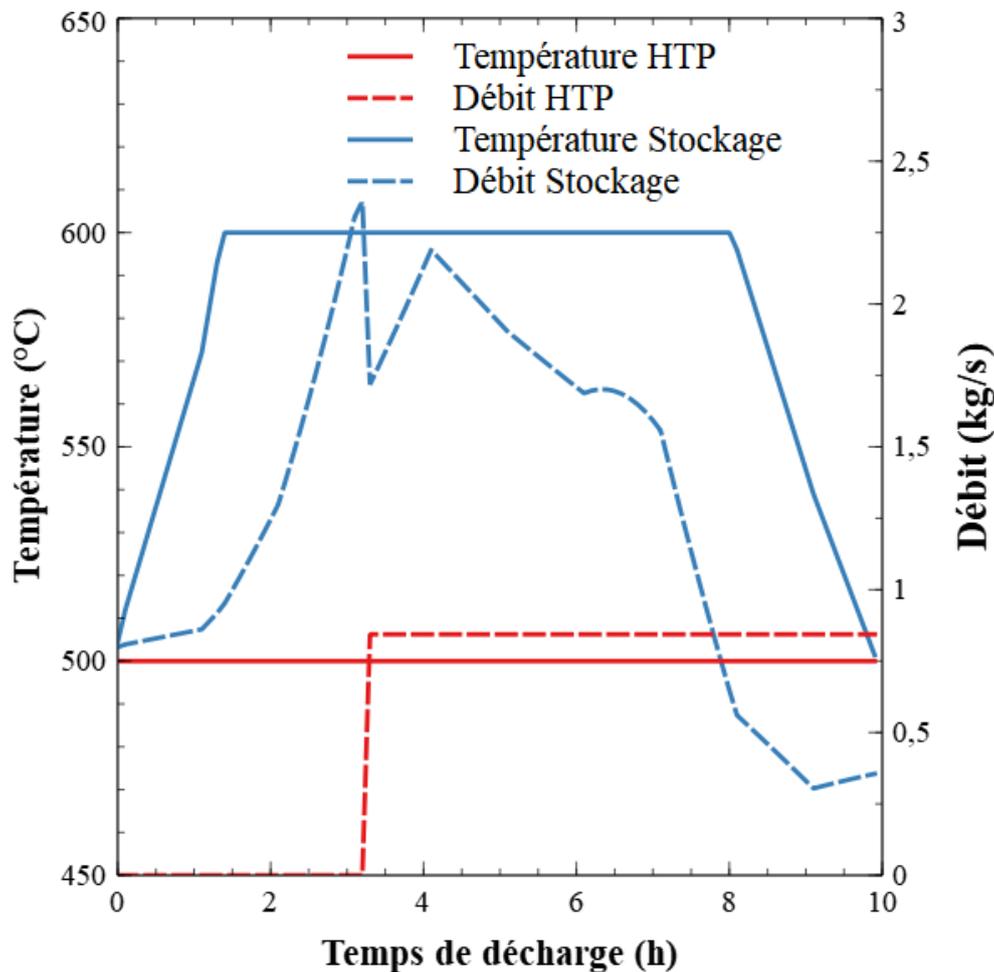


FIGURE 116 – Débits et températures d'alimentation du HTP et du stockage lors de la première charge

Le débit de début de charge augmente de $0,75 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ à $2,3 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ lorsque l'alimentation du HTP est initiée. Son alimentation génère une brusque diminution du débit apporté au stockage. Le HTP est alors alimenté à ses conditions nominales de fonctionnement, à 500°C et à $0,84 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. La répartition du débit pour les charges des cycles suivants est identique aux résultats présentés sur la figure 114.

L'installation est modélisée sur 5 jours (120h) avec le modèle "var moy". La gestion des puissances thermiques de gisement, d'alimentation du HTP, ainsi que des puissances

de stockage et de déstockage est représentée sur la figure 117.

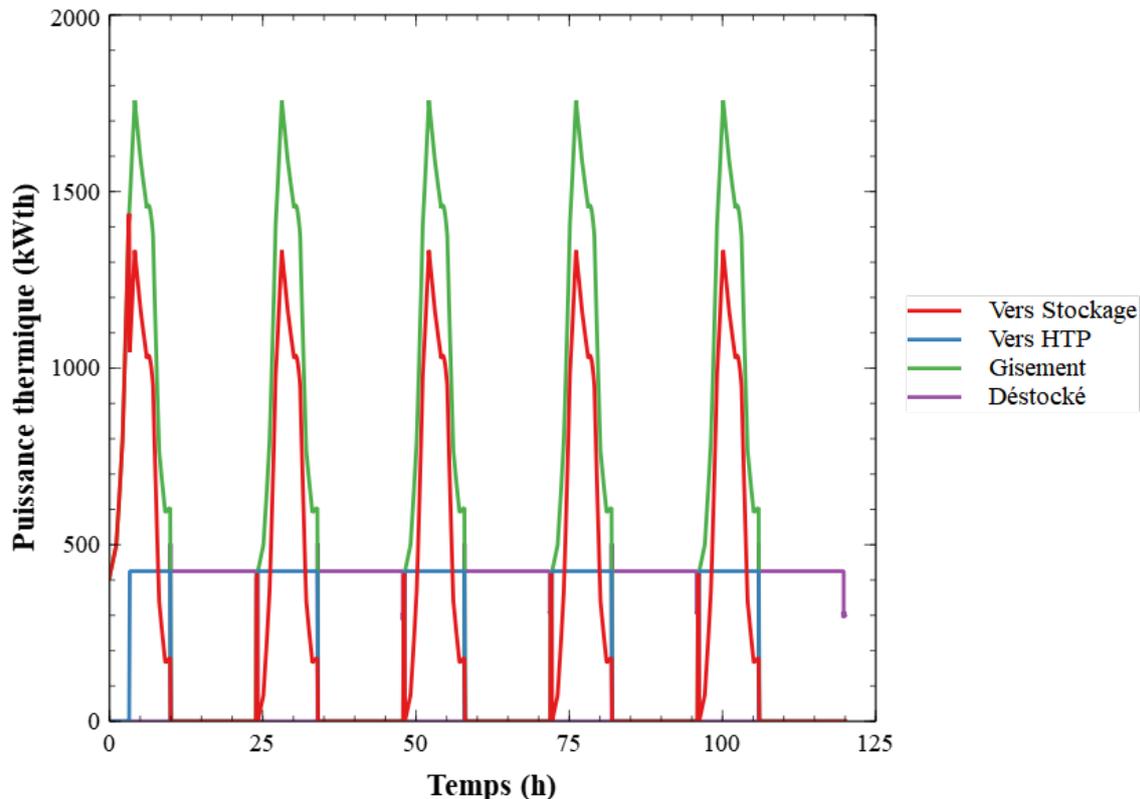


FIGURE 117 – Gestion des puissances thermiques dans l'installation

Pour chacun des cycles, la puissance thermique du gisement est décomposée en une partie alimentant le HTP et une partie alimentant le stockage. Lorsque la puissance du gisement n'est plus suffisante, le stockage est déchargé. A l'exception des 3 premières heures, la puissance thermique cédée au HTP est constante et continue sur les 120h. Le stockage a donc absorbé le surplus d'énergie du gisement pour le céder de manière continue sur le reste du cycle. La production du HTP est alors constante à 109 kW_e.

Afin de déterminer si les cycles correspondent à un régime de fonctionnement stable pour le stockage au fil des charges et des décharges, les profils de température du stockage sont tracés pour les 5 cycles sur la figure 118.

Le profil de température de fin de charge est atypique puisque la température augmente de 545°C à 600°C pendant les premiers 70 cm du lit. En effet, en fin de charge, le gisement perd en température, qui décroît de 600 à 500°C, ce qui explique que cette zone soit à une température moins élevée. Cette zone laisse ensuite place à la thermocline jusqu'à environ 2,5 m de lit.

Les profils de température du premier cycle se distinguent des autres. La température seuil de charge est de 171°C pour le premier cycle, 236°C pour le deuxième et 240°C pour les trois cycles suivants. Il en est de même pour la décharge. La température seuil de décharge du premier cycle est de 511°C pour le premier cycle, contre 496°C pour les cycles suivants. En effet, le stockage n'est pas piloté avec des températures seuils de charge, mais avec des temps de charge caractéristiques. Ce mode de pilotage du stockage a déjà été

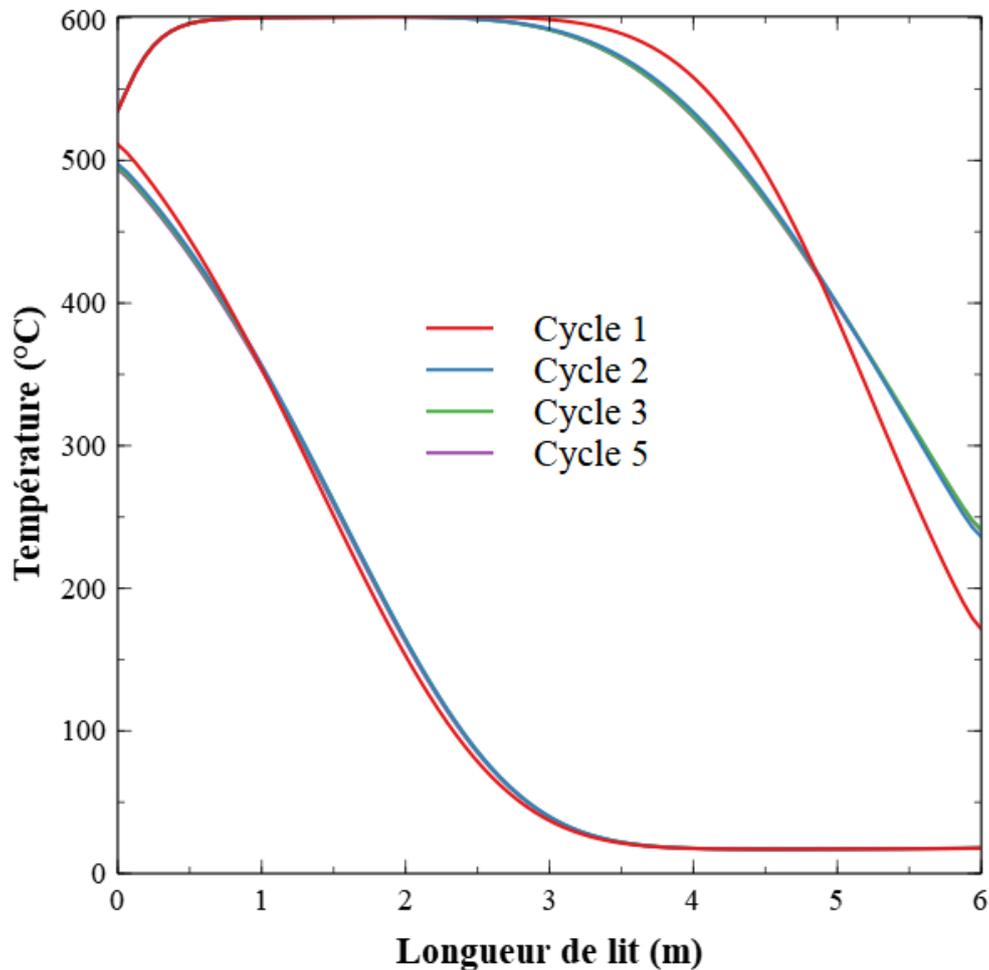


FIGURE 118 – Profils de température du stockage en fin de charge et fin de décharge

identifié lors de l'étude du PTH. Piloter le stockage avec des températures seuils n'aurait pas de sens ici, puisque les temps de charge et de décharge sont imposés par le gisement de chaleur fatale, ainsi que les besoins du HTP.

Comme observé sur les autres régimes cyclés, la thermocline se déstratifie de cycle en cycle, comme cela est visible côté charge entre les cycles 1 et 2. Une différence de quelques degrés peut être notée entre les cycles 2 et 3, avant d'atteindre un régime parfaitement stabilisé. Fournir davantage d'énergie au stockage lors de la première charge permet une stabilisation très rapide des profils de température du stockage. Piloter le stockage avec des temps de charge et de décharge constants au lieu de températures seuils de charge permet d'aboutir tout de même à un régime cyclé.

Afin d'identifier d'éventuelles contraintes sur le dimensionnement du ventilateur, les pertes de charge des 5 cycles de charge/décharge sont tracées sur la figure 119. Les pertes de charge se révèlent être beaucoup plus élevées pour la charge que pour la décharge. Cela est principalement dû à la spécificité du gisement : le pic de température à 1000°C est couplé à un pic de débit. La température d'entrée du stockage étant de 600°C, l'air du gisement est dilué, ce qui augmente d'autant plus le débit. De plus, la période de charge est plus courte que la période de décharge, ce qui implique une puissance thermique moyenne de charge plus élevée, et donc un débit et des pertes de charges plus élevés.

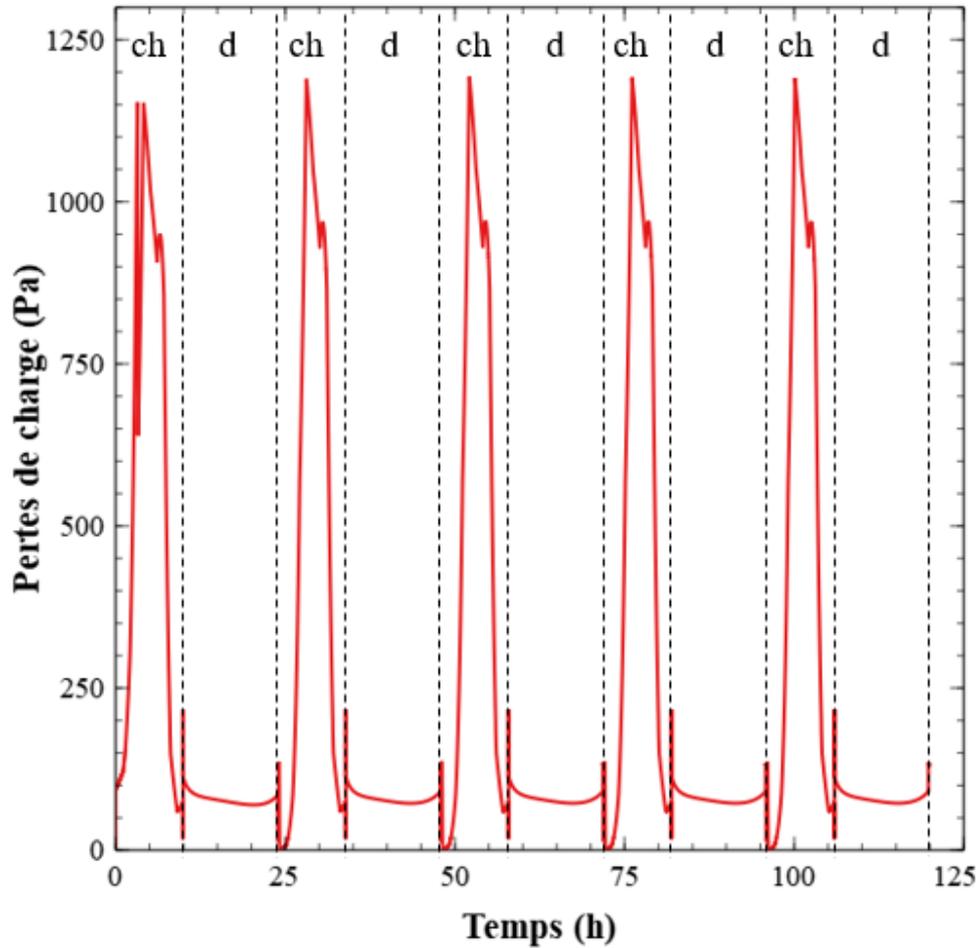


FIGURE 119 – Pertes de charge générées par le stockage pendant 5 cycles

A l'inverse, la décharge s'effectue avec des pertes de charge relativement constantes. La température de sortie du stockage variant entre 600°C et 500°C, les variations de débit pour maintenir une puissance thermique constante sont faibles, ce qui indique relativement peu de variations des pertes de charge. La contrainte de dimensionnement du ventilateur se situe donc pendant la charge uniquement. Afin de réduire ce pic de pertes de charge, une solution pourrait être de moins diluer le débit, mais cela impliquerait une température d'entrée dans le stockage supérieure à 600°C. Il conviendrait alors de comparer les coûts économisés sur la circulation sur fluide vis à vis des coûts liés au dimensionnement du stockage.

Une analyse exergetique de la chaîne de procédés est proposée afin d'identifier les principales sources d'irréversibilités et le potentiel d'amélioration de cette chaîne. L'exergie est définie par l'équation suivante :

$$\Xi = \int_0^t \dot{m} \left[\int_{T_{ref}}^{T_f} c_{p-f} dT - T_{ref} \int_{T_{ref}}^{T_f} \frac{c_{p-f}}{T} dT \right] dt \quad (110)$$

La température de référence T_{ref} est ici considérée à 10°C. L'analyse exergetique est représentée sous forme d'un diagramme de Grassmann sur la figure 120. Celui-ci est similaire à un diagramme de Sankey mais représente l'exergie et non l'énergie.

L'ensemble du gisement est évalué à 6 777 kWh. La partie du gisement inférieure à

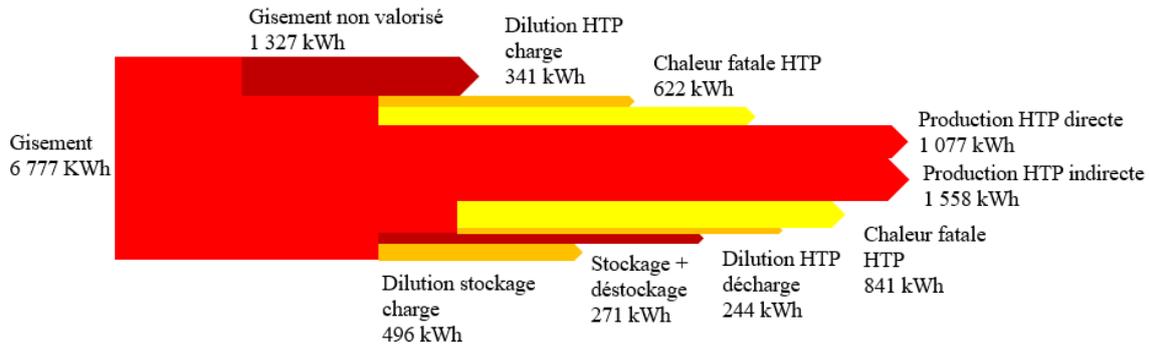


FIGURE 120 – Diagramme de Grassmann de la chaîne de valorisation de chaleur fatale

500°C n'est pas valorisée et représente une perte d'exergie de 1 327 kWh. La chaleur comprise entre 10 et 500°C représente 30 % de l'énergie mais seulement 19 % de l'exergie perdue. Cette chaleur à plus faible température pourrait théoriquement être valorisée à l'aide d'un second HTP à plus faible température. Économiquement, l'installation d'un second HTP ne serait probablement pas intéressante. Cependant, d'autres pistes de valorisation de cette chaleur pourraient être envisagées, comme l'alimentation d'une chaudière pour fournir de l'eau chaude sanitaire. Dans ce cas, seul le potentiel énergétique et non exergetique de la chaleur basse température serait exploité.

L'exergie initiale a ensuite été divisée en deux parties : celle valorisée directement dans le HTP par les chaleurs fatales, et l'exergie valorisée à l'aide du stockage. L'exergie valorisée directement dans le HTP comporte la production du HTP (exergie finale) et les termes de destruction d'exergie lié à la dilution du HTP et la chaleur fatale du HTP pendant la charge. La dilution de l'air entrant dans le HTP génère une perte d'exergie de 341 kWh. Cette perte pourrait être évitée si le HTP pouvait accepter une température variable, cas de figure qui a été exclu de cette étude. La chaleur fatale est due à la température de sortie d'échangeur à 100°C, ce qui est une température de sortie d'échangeur déjà relativement basse.

L'exergie initiale valorisée grâce au stockage comprend la production du HTP hors période de gisement de chaleur fatale (exergie finale) et les termes de destructions d'exergie lié aux différentes dilutions, au stockage et à la chaleur fatale générée par le HTP. La dilution représente à nouveau une partie conséquente de la perte d'exergie, avec 496 et 244 kWh, soit près de 10 % des pertes exergetiques de la chaîne complète. Un stockage pouvant stocker de la chaleur supérieure à 600°C peut être envisagé pour limiter cette perte exergetique. Cependant, une température variable de charge du stockage engendrerait une variation de la température de décharge du stockage, bien qu'une partie des variations soient filtrées. Le HTP situé en aval devrait donc être d'autant plus souple sur sa température d'alimentation.

Le stockage ne représente que 271 kWh, soit 6,5 % de la destruction exergetique totale. Le stockage permet donc de restituer correctement l'exergie. Attonaty *et al.* sont arrivés à la même conclusion sur une application de Power to Heat to Power, et placent le stockage comme l'un des composants performant exergetiquement [12]. Le stockage représente un faible potentiel d'amélioration exergetique, bien que celui-ci ait été dimensionné de façon relativement simple.

L'étude exergetique montre une forte perte liée à la non valorisation de la chaleur à une température inférieure à la température de valorisation (19 % de pertes), ainsi qu'une forte perte d'exergie par dilution du gisement, qui représente 16 % de l'exergie perdue. Le rendement exergetique de la chaîne entière de procédé est de 39 %, ce qui est acceptable compte tenu de la variabilité et de l'intermittence de la chaleur fatale.

Pour conclure, l'étude du HTP idéal a montré qu'il était possible de convertir un gisement de chaleur fatale comportant des variations de 20 à 1000°C ainsi que de fortes variations de débits en une source de chaleur maîtrisée afin d'alimenter à température et débit constant un système HTP optimal. Celui-ci permettrait la génération de 109 kW_e en continu. Cependant, ce système HTP optimal ne semble pas être disponible commercialement. Il convient donc de répéter l'étude avec la machine disponible commercialement qui permettrait de générer le plus d'électricité vis à vis de ce gisement. L'ORC semble le plus prometteur, et permettrait de produire jusqu'à 955 kWh_e/cycle (cf figure 113).

3.3.3.9 Cas d'étude de l'ORC

Enogia, société fondée en 2009 et basée à Marseille, est spécialisée dans la fabrication de micro-turbines pour la valorisation de chaleur fatale. L'entreprise compte aujourd'hui 25 salariés. Enogia propose une gamme de cycles organique de Rankine (ORC), de 10 à 180 kW_e. Les gammes de puissance proposées par Enogia correspondent aux gammes de puissance de décharge de l'Eco-Stock[®], ce qui permettrait un réel potentiel de collaboration avec Eco-Tech Ceram.

Sur la fiche technique de l'ORC "20LT", il est indiqué qu'une puissance maximale de 20 kW_e peut être produite avec 320 kW_{th} de puissance thermique cédée à l'ORC. Le rendement de l'ORC est donc de 6,25%. Il est alors possible d'estimer à partir du gisement quelle serait la température d'entrée d'échangeur optimale afin de maximiser la production électrique, représenté sur le tableau 21.

T _{in} (°C)	300	400	500	600	700
T _{out} (°C)	120	120	120	120	120
Energie (kWh _{th} , 120°C ref)	8370	8897	8464	7297	5933
Rendement (%)	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25
Prod élec (kWh _e)	523	556	529	456	371
Puissance sur 24h (kW _e)	21,8	23,2	22,0	19,0	15,5

TABLE 21 – Production électrique pour différentes températures d'entrée T_{in}

Une température d'entrée de 400°C semble être l'optimum de production électrique avec 23,2 kW_e produits. Cependant la production maximale de l'ORC étant de 20 kW_e, une gamme de solutions entre 300 et 500°C semble être envisageable. Au-delà de 600°C, la part du gisement baisse ce qui fait chuter la production électrique en-dessous de 20 kW_e, et donc conduirait à une production électrique sous-optimale.

Afin de départager les scénarios 300, 400 et 500°C, la capacité de stockage de chaque scénario est calculée sur le tableau 22. Cette capacité de stockage est calculée de manière analogue à celle du HTP idéal.

T_{valo}	Gisement (kWh _{th} , 20°C ref)	Capacité stockage (kWh _{th} , 20°C ref)
500	10 692	6 525
400	12 074	7 096
300	13 020	7 205

TABLE 22 – Capacité de stockage des cuves pour chaque scénario

Choisir une température d'entrée échangeur plus faible implique de valoriser une plus grande partie du gisement. L'énergie à stocker est donc supérieure, mais à une densité énergétique moindre. Le scénario 500°C permet donc de minimiser la taille du stockage et donc son coût.

Le stockage optimal pour le couplage avec un ORC est donc identique au stockage HTP idéal. Ses dimensions, ainsi que son pilotage, sont effectués de la même manière. Seule la production électrique est affectée, le rendement de l'ORC (6,25 %) étant inférieur à celui du HTP idéal (31 %).

Afin d'établir la viabilité économique d'un tel procédé, il est possible de comparer le scénario avec et sans stockage. En effet, le stockage représente un coût non négligeable dans le prix total de l'installation. De plus, il engendre des coûts d'intégration supérieurs à ceux d'un ORC seul. Par conséquent, le ratio coût/bénéfice lié à l'apport du stockage doit être considéré.

La production électrique du scénario sans stockage est calculée par rapport au gisement. L'ORC est ainsi alimenté dès lors que le gisement fournit une puissance thermique suffisante afin de produire 20 kW_e. Un fonctionnement de l'ORC en charge partielle est considéré, grâce à des données permettant de calculer la production électrique de l'ORC par rapport à sa charge thermique. Ces données fournies par Enogia ne sont pas divulguées car elles sont liées à la propriété intellectuelle de l'entreprise. La production totale annuelle d'électricité de l'ORC est ramenée à un nombre d'heures de fonctionnement de l'ORC à sa puissance nominale.

L'indicateur économique TRB (temps de retour brut) est calculé. Sa formule est rappelée ci dessous :

$$TRB = CAPEX/R_{\text{annuel}} \quad (111)$$

avec R_{annuel} étant les revenus annuels. Le CAPEX regroupant l'ensemble des dépenses totales du projet pour sa mise en service, et les OPEX étant les dépenses liées au fonctionnement de l'installation.

Les CAPEX ont été calculés de manière détaillée pour les scénarios avec et sans stockage. Ceux-ci comprennent le coût d'achat de l'ORC, le coût du stockage si le scénario en comporte un, ainsi que les frais d'intégration spécifique à chaque configuration. Les OPEX sont généralement déterminés à partir d'un pourcentage du CAPEX, ici considéré

à 0,5% annuel.

Deux scénarios optimiste et pessimiste sont proposés. Le scénario pessimiste suppose qu'il n'y a aucune subvention, et que le prix de l'électricité est de 100 €/MWh, correspondant à un prix de l'électricité sur le sol français. L'autre scénario envisage 40% de subvention, ainsi qu'un prix d'électricité plus élevés de 180 €/MWh. Ce prix indicatif est donné par Enogia correspond aux prix dans des pays ne bénéficiant pas du nucléaire ou de ressources carbonées abondantes (pétroles, gaz, charbon). Les 4 scénarios sont présentés dans le tableau suivant 23.

	Scénario pessimiste		Scénario optimiste	
	Avec stockage	Sans stockage	Avec stockage	Sans stockage
CAPEX (€)	408 000	156 000	408 000	156 000
Subvention (%)	0	0	40	40
OPEX (% CAPEX)	0,5	1	0,5	1
OPEX (€)	2 040	1 560	2 040	1 560
Fonctionnement (h/an)	8760	4745	8760	4745
Prix élec (€/MWh)	100	100	180	180
Puissance (kWe)	20	20	20	20
Revenus (€)	15 480	7 930	29 496	15 522
gisement valorisé (%)	49,5	26,8	49,5	26,8
TRB (années)	26	20	6	4

TABLE 23 – Scénarios technico-économiques

Le scénario pessimiste sans stockage présente un temps de retour brut de 20 ans, et est donc meilleur que le scénario avec stockage (26 ans). Cela est dû à un CAPEX environ deux fois moins important, compte tenu de l'absence de stockage et d'une intégration simple. Ce chiffre peut cependant être nuancé. En effet, l'ORC n'est pas alimenté de façon continue, ce qui peut contribuer à une usure plus forte de la turbine et ainsi engendrer davantage de frais de maintenance, même si l'économie de maintenance est difficile à évaluer (Enogia). De plus, le pourcentage de chaleur valorisé sous forme électrique passe de 26,8 % pour le scénario sans stockage à 49,5 % avec. Le pourcentage de chaleur valorisé pourrait être l'un des indicateurs de subventions, afin de favoriser les projets les plus ambitieux en termes de valorisation de chaleur fatale.

Les scénarios optimistes indiquent que le temps de retour brut peut être très faible, avec 6 ans pour le scénario avec stockage et 4 ans pour le scénario sans stockage. Ces temps faibles permettent de révéler la pertinence économique de ce type d'installation. Le prix de l'électricité dépend fortement de l'implantation géographique du stockage et de l'ORC. Il est possible à partir du scénario économique proposé de définir des pays cibles, où le prix de l'électricité est élevé.

3.3.3.10 Aparté - Un filtre thermique pour ce cas d'étude

Comme identifié précédemment dans ce chapitre, il est possible de dimensionner un filtre thermique quelle que soit la période de variation du gisement de chaleur ainsi que son différentiel entre température maximale et minimale. Utiliser le stockage comme filtre thermique permettrait de valoriser l'intégralité de la chaleur fatale, puisque l'intégralité du gisement thermique pénètre dans le stockage. La configuration technique devient alors

très simple, puisqu'il ne comporte plus qu'une seule gaine, et un nombre de vannes très réduit (figure 121). Cependant, la période de gisement étant de 20 h, la taille d'un tel filtre thermique devrait être très conséquente. Il est donc probable que cette solution ne soit pas pertinente sur le plan économique.

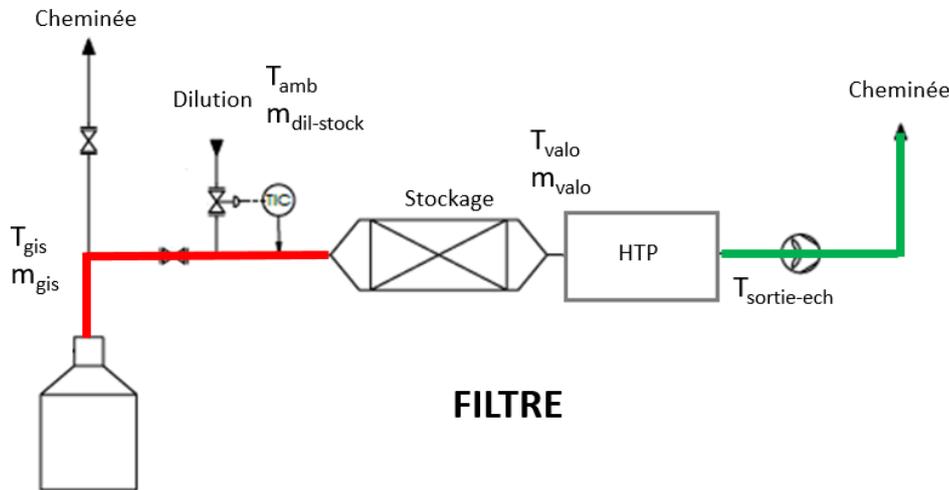


FIGURE 121 – Schéma de procédé de la configuration filtre

Afin de fournir une puissance thermique constante au HTP, il convient alors de qualifier le débit d'alimentation. Afin de maximiser l'énergie valorisée, le débit est choisi sur le pic de débit et de température à 1000°C , qui se situe au milieu du gisement. Un débit moindre est compensé par une dilution avec de l'air ambiant. La température d'alimentation ne peut être choisie directement, et correspond à la température moyenne du gisement. Le dimensionnement du stockage est effectué de manière à avoir une température de sortie de stockage constante. Compte tenu de la longue période du gisement, les dimensions du stockage sont $10 \times 6 \times 6\text{m}^3$. Ces dimensions très importantes sont l'équivalent de 36 Eco-Stock[®]. En considérant une faible variation de la température de sortie de quelques dizaines de degrés, la taille du stockage reste trop imposante pour que le scénario soit pertinent.

La température de sortie de stockage est tracée sur la figure 122. Il faut d'abord 6 jours au stockage afin de filtrer l'ensemble du gisement. Cette période correspond à la période transitoire pendant laquelle le stockage se charge en énergie, les 6 jours étant nécessaires compte tenu des grandes dimensions du stockage. Une fois la période transitoire passée, la température de sortie de stockage est constante à 421°C . Le HTP est alors alimenté à une puissance de 575 kW (100°C en température de référence), ce qui permet de générer 166 kW_e avec un HTP possédant un rendement de $1/2\eta_{\text{Carnot}}$. La production électrique serait alors supérieure à la configuration proposée par le HTP idéal avec stockage. En effet, l'intégralité du gisement est ici valorisée, ce qui permet de produire plus d'électricité.

La taille trop importante du stockage semble être un frein majeur à cette configuration pour ce gisement donné. Cela est dû au temps caractéristique du gisement, qui est de 20h. L'installation filtre serait plus propice aux gisements dont les périodes de variations sont plus courtes, de l'ordre de quelques minutes, voire quelques heures tout au plus.

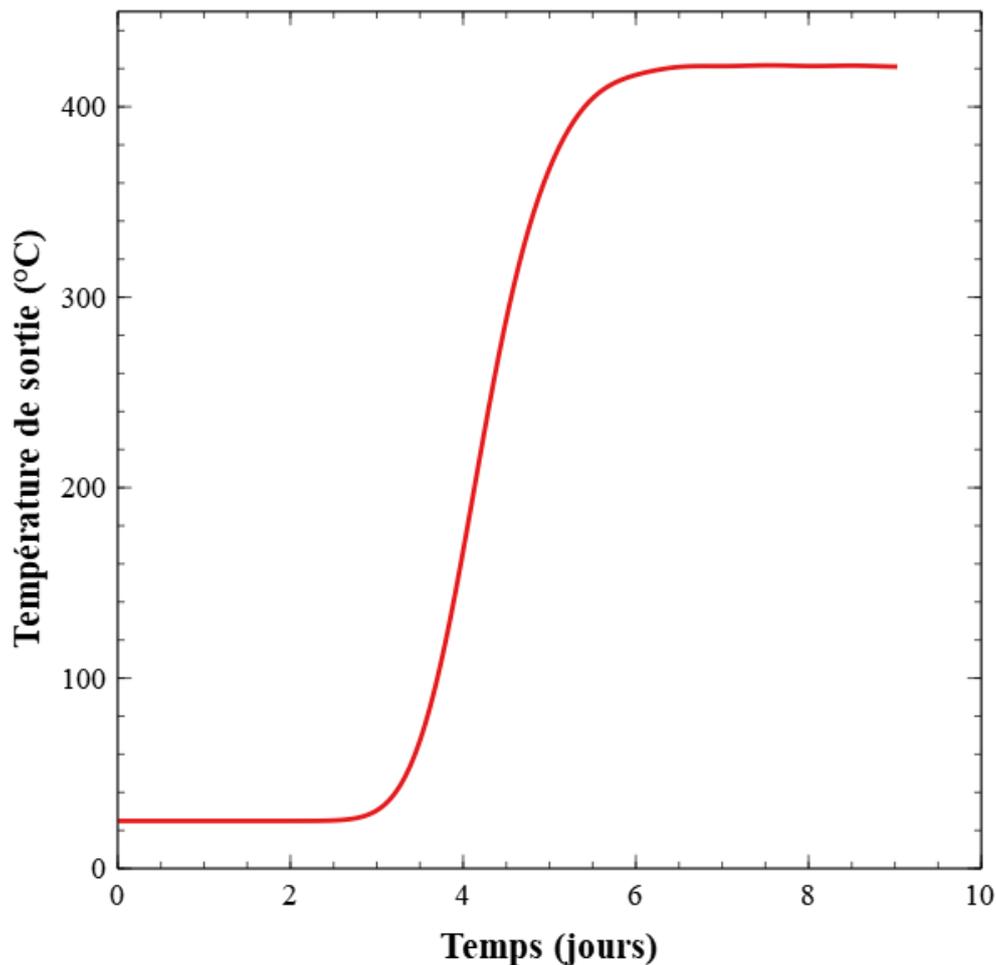


FIGURE 122 – Température de sortie du stockage

3.3.3.11 Conclusion partielle sur le HTP

L'étude du HTP a apporté plusieurs éléments clefs dans l'intégration d'un stockage à des procédés énergétiques. Une méthode d'analyse du gisement est proposée afin d'identifier la partie du gisement la plus propice à la valorisation. Cette méthode consiste d'abord en une analyse énergétique de chaque tranche de température, avant de s'intéresser à l'énergie électrique potentielle que pourrait produire un HTP couplé à ce gisement. L'électricité produite par un HTP dépend de 3 facteurs : les températures d'entrée et de sortie de l'échangeur ainsi que la température de fonctionnement du cycle thermodynamique. En étudiant les différentes configurations possibles, il est possible de trouver un compromis entre la différence de température aux bornes de l'échangeur, qui permet de maximiser l'énergie cédée au HTP, sans dégrader le rendement du cycle thermodynamique. Afin de quantifier le potentiel de conversion sans pour autant imposer une technologie, une première étude est menée sur un HTP supposé idéal, fonctionnant avec un rendement de 1/2 de Carnot. Cette étude montre qu'il est possible de produire de manière continue de l'électricité à partir d'un gisement de chaleur fatale discontinu, en alimentant le HTP à un débit et une température constants, qui assurent des conditions optimales de fonctionnement. Compte tenu des forts intérêts industriels liés à cette thématique, une solution "sur étagère" est proposée avec un ORC. Cette solution se révèle être pertinente techniquement et économiquement si le prix de l'électricité est élevé localement. Enfin, l'approche filtre est testée sur ce gisement et montre ses limites, compte tenu d'une période de variation

du gisement très longue, ce qui impose un grand volume de stockage. Cependant, cette solution pourrait être pertinente pour des gisements dont le temps caractéristique de variation est plus faible.

3.3.4 Discussion autour du Power To Power (PTP)

Le Power to Heat to Power (PTH) est une combinaison à la fois des services PTH et HTP. Il permettrait ainsi de bénéficier de l'ensemble des services du stockage couplé à des convertisseurs. Le PTP permet ainsi de stocker de l'électricité sous forme thermique puis de la restituer sous forme électrique.

Ce type de système a déjà été présenté en détail par Attonaty dans ses travaux de thèse [40]. L'objectif de cette partie est d'apporter des compléments et d'autres perspectives.

Attonaty a considéré un système de stockage permettant de stocker jusqu'à 200 MWh sous forme thermique. La chaleur est générée à partir de canons à air chaud à 900°C, afin de charger un système de stockage de type thermocline. Lors de la décharge, le stockage alimente un cycle combiné (turbine à gaz plus cycle Rankine) afin de maximiser la production d'électricité. Un schéma des boucles de charge et de décharge est présenté sur la figure 123.

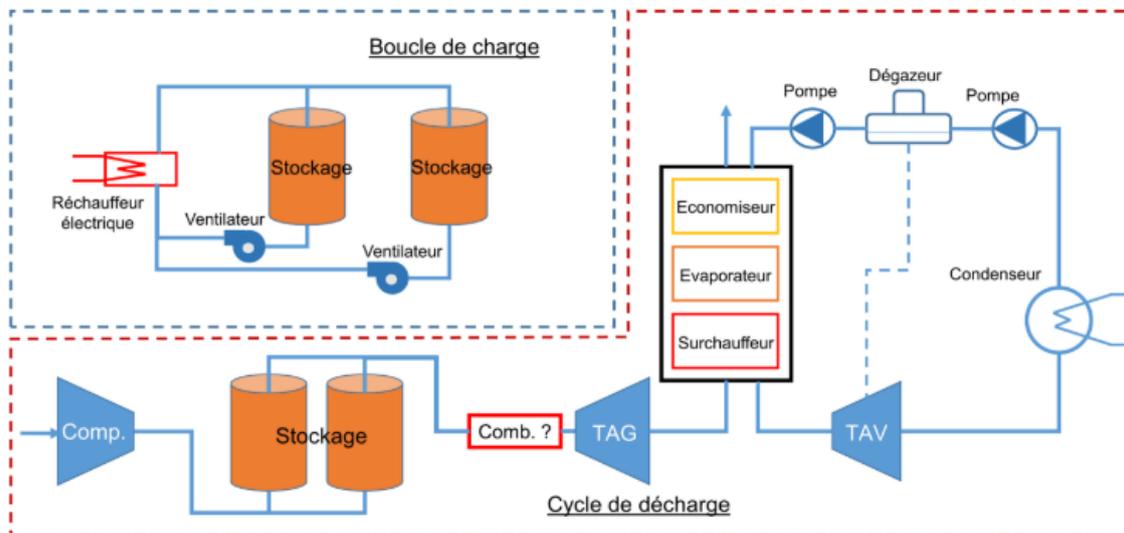


FIGURE 123 – Architecture du système de stockage d'électricité [40]

Le fonctionnement technique de ce type de stockage y est présenté en détails. La partie économique est aussi complète, dans laquelle un LCOE et un LCOS sont estimés. Ceux-ci se révèlent être plus élevés que sur des technologies classiques concurrentes (STEP, CAES).

Le stockage électrique sous forme thermique se montre très sensible au rendement du système. Or, les convertisseurs de faibles tailles considérés dans la partie HTP, comme l'ORC ou le moteur Stirling de puissance inférieure à 1 MW_e ne possèdent qu'un rendement de maximum 15 %. Ce rendement est trop faible pour être considéré dans un système de PTP. Un rendement nettement supérieur serait nécessaire afin de rendre cette solution attractive. C'est pourquoi les blocs PTH et HTP présentés dans le cadre de cette

thèse ne sont pas couplés pour former un PTP. Cela implique que l'élément bloquant du PTP n'est pas le stockage thermique, mais bien la technique HTP. La société Azelio aurait cependant développé un moteur Stirling capable de rendre économiquement viable le PTP à faible échelle. Cependant, aucune communication n'a été faite sur les performances de leur moteur Stirling, ni sur leur stockage thermique.

Quatre approches peuvent être employées pour renforcer l'attractivité du stockage électrique sous forme thermique. La première approche est celle de l'analyse de cycle de vie, déjà mentionnée par Attonaty. Des études sont déjà en cours au laboratoire PROMES afin d'estimer l'impact environnemental du stockage thermique, mené par Diane Le Roux.

La deuxième approche est la prise en compte des mécanismes de services réseaux, qui bénéficient d'un financement de la part de RTE. Or ces mécanismes de capacité jouent un rôle primordial dans le financement des solutions de génération électrique ponctuelle telles que le PTP. En effet, ces installations fonctionnent très peu d'heures dans l'année, mais sont essentielles à l'équilibre du réseau français. Des mécanismes de rémunérations sont mis en place par RTE afin de garantir leur pérennité. Les différents types de mécanismes sont détaillés dans la partie annexe. Ainsi, un rapprochement avec RTE afin d'estimer le réel potentiel du stockage thermique sous forme électrique peut être envisagé.

La troisième approche consiste à considérer cette solution de stockage non plus comme une solution de stockage électrique uniquement, mais comme une solution de stockage multi-énergie, capable de produire sur demande à la fois électricité, mais aussi de la chaleur sous forme de vapeur ou d'eau chaude sanitaire. Il s'agit alors de cogénération (autrement dit CHP pour "Combined Heat and Power"), qui est un excellent moyen de maximiser le rendement global du stockage. Il semble qu'il s'agisse de la solution technico-économique la plus pertinente, puisque c'est la solution que Siemens Gamesa a choisie pour valoriser l'énergie électrique de ses éoliennes à Hambourg. En effet, la coproduction d'énergies différentes peut permettre une meilleure résilience du système vis-à-vis des fluctuations des marchés et des besoins au cours de sa durée de vie, ce qui sécurise d'autant plus l'investissement qui doit être fait au départ.

Enfin, le problème d'optimisation de la stratégie d'un tel stockage est un problème extrêmement complexe. En effet, le prix de l'électricité varie continuellement. Ainsi, prédire s'il faut charger ou décharger le stockage en fonction des tendances du réseau est impossible à réaliser à partir d'une simple stratégie arbitraire (décharger de 18 à 21h par exemple). Une variation infrajournalière des prix plus importante permettrait d'appuyer l'intérêt d'un tel système. C'est le cas au Danemark par exemple, ce qui est dû à une forte pénétration des énergies renouvelables dans le mix énergétique. Ainsi, une multitude de paramètres doivent être optimisés en vue de la définition de stratégies de pilotages optimales. Les travaux d'Ibrahim Al Asmi, financés par Eco-Tech Ceram, traitent cette problématique.

3.4 Conclusion du chapitre

Le potentiel applicatif identifié du stockage thermique est encore limité, les différentes études de la littérature portant essentiellement sur le solaire à concentration. Cependant, le stockage thermique est susceptible d'être couplé à une multitude de procédés éner-

gétiques grâce à sa polyvalence. Il permettrait notamment de jouer sur un autre vecteur énergétique qu'est l'électricité. En effet, la consommation des deux formes d'énergies relève pour le moment de réseaux complètement indépendants, ce qui présente une utilisation sous-optimale de chacun des vecteurs énergétiques. Le stockage couplé à des convertisseurs PTH et HTP permettrait de faire un lien entre ces deux vecteurs, et ainsi être un élément essentiel de la transition énergétique.

Afin de faciliter l'intégration du stockage à des procédés, une réflexion est d'abord menée sur la modélisation du stockage thermique. Une approche numérique est proposée à partir du logiciel Simscape. Le modèle complet issu du Chapitre 2 est réduit afin de faciliter son intégration. Deux modèles sont proposés : le premier mettant en oeuvre des propriétés physiques constantes, un autre avec des propriétés physiques actualisées. Il en résulte que ces deux modèles permettent de donner des profils de température du stockage proches de ceux du modèle complet. Ces deux modèles sont donc susceptibles d'être utilisés. Un autre moyen de représentation innovant du stockage sous forme de fonction de transfert est présenté. Cette approche repose sur la superposition de couches thermiques élémentaires possédant une résistance et une capacité thermique caractéristique. Un abaque est proposé afin de permettre d'un côté l'identification de la fonction de transfert propre à un stockage, et de l'autre le dimensionnement d'un stockage utilisé en tant que filtre pour des applications données.

Deux cas d'étude industriels fournis par Eco-Tech Ceram sont proposés afin de montrer le potentiel du stockage thermique couplé à des convertisseurs. Le premier cas est le Power to Heat (PTH), illustrant un procédé consommant de l'électricité pour la convertir en chaleur par effet Joule. Le prix de l'électricité pouvant varier fortement au cours d'une journée, il est intéressant de différer la consommation d'électricité en générant la chaleur lorsque l'électricité est peu chère pour la transformer en chaleur à forte valeur ajoutée. La dépendance au marché de l'électricité modifie les contraintes de pilotage du stockage, qui n'est plus piloté à l'aide de températures seuils, mais temporellement avec des périodes de charge et de décharge bien définies. Fournir une puissance thermique constante peut être laborieux lorsque la température de fin de décharge est trop éloignée de la température de charge. En effet l'augmentation du débit liée à la baisse de température génère une forte augmentation des pertes de charge, problématique pour le dimensionnement du ventilateur. Une méthode est proposée pour estimer rapidement le ratio entre la puissance maximale et la puissance nominale du ventilateur pour ce type d'application. L'évaluation économique se révèle prometteuse dans les cas où il existe de fortes variations journalières de l'électricité. L'intégration des énergies renouvelables est susceptible de destabiliser le réseau électrique et générer des variations importantes du prix de l'électricité. Ainsi, les pays cibles sont ceux possédant une forte intégration des énergies renouvelables dans leur mix énergétique.

L'autre cas d'étude est le Heat to Power (HTP), pour lequel la conversion de chaleur fatale en électricité est envisagée. La chaleur fatale, dont la température et le débit varient fortement au cours de la journée est a priori incompatible avec les systèmes de conversion HTP. En effet, leur fonctionnement hors de leur point de dimensionnement génère des frais de maintenance supplémentaires liés à une usure prématurée. Une méthode d'analyse du gisement est proposée afin d'identifier quelles parties du gisement sont susceptibles de générer le plus d'électricité. Cette étude résulte d'un compromis entre l'énergie cédée au HTP et l'énergie transformée par ce dernier. Le choix des températures d'entrée et de sor-

tie de l'échangeur est primordial pour la quantité de chaleur cédée au HTP. Le rendement du HTP dépend quant à lui de la température de valorisation choisie. Suite à cette étude, les technologies HTP susceptibles d'être utilisées pour ce cas d'étude sont identifiées. Il en résulte qu'il n'existe pas de technologies optimales sur la gamme de température et de puissance recherchée. Ainsi, deux cas d'étude sont proposés : le premier avec un HTP idéal, et l'autre avec l'ORC, qui est la meilleure technologie "sur étagère" permettant de répondre au besoin. Le stockage permet d'assurer l'alimentation continue du HTP de manière continue à une température et à un débit constant : le stockage absorbe le surplus de puissance du gisement afin de le déstocker lorsque le gisement ne permet plus l'alimentation du HTP. Ces résultats peuvent par ailleurs être transposés sur des applications solaires, qui partagent cette même variabilité du gisement. Une analyse exergétique permet de montrer que le stockage s'avère être un bon composant d'un point de vue exergétique, responsable de seulement 6,5 % de la destruction d'exergie sur l'ensemble de la chaîne de procédés énergétiques. L'étude économique indique une forte variabilité des indicateurs économiques au prix de l'électricité, ainsi qu'au pourcentage de subvention, qui permet de passer de 26 à 6 ans le temps de retour brut. Le dimensionnement d'un stockage utilisé uniquement en tant que filtre est proposé, même si celui-ci se révèle être peu pertinent, ce qui est dû à un temps caractéristique de gisement très long (20h).

Enfin, une discussion est proposée autour du Power to Power (PTP), qui vise à coupler les convertisseurs PTH et HTP. Différents verrous limitant le développement de cette technologie sont identifiés, et des solutions sont proposées pour y remédier.

Le stockage thermique est donc susceptible de jouer un rôle majeur dans la transition énergétique, en permettant de lier deux réseaux énergétiques distincts jusqu'à présent : l'électricité et la chaleur.

Conclusions et perspectives

Dans le contexte de l'essor des énergies renouvelables et de la valorisation des chaleurs fatales industrielles, le potentiel de déploiement du stockage thermique de type thermocline est important. Les énergies renouvelables comme l'éolien, le photovoltaïque ou le solaire à concentration sont des énergies intermittentes. Celles-ci sont donc susceptibles d'imposer des contraintes croissantes au réseau électrique en fonction du pourcentage d'énergies renouvelables dans le mix énergétique. Le stockage thermocline, solution à bas coût et robuste, peut être couplé à des convertisseurs afin de s'intégrer à de multiples procédés.

Le stockage thermocline est déjà utilisé à l'échelle industrielle pour la valorisation de la chaleur fatale, sous forme de régénérateurs mis en oeuvre dans les domaines de l'acier et du verre depuis plus de 200 ans. Celui-ci a aussi été utilisé au sein de la centrale solaire à concentration Solar One en 1982, mais n'a fonctionné que jusqu'en 1987 à cause de problèmes techniques. Le regain d'activité pour le stockage thermocline est plus récent, poussé par un besoin toujours plus fort en solutions de stockage.

Ce regain d'activité s'est manifesté par l'élaboration de nombreux prototypes utilisés en laboratoire pour la caractérisation de matériaux ou la validation de modèles numériques. Le développement se poursuit maintenant vers des pilotes de taille supérieures à 1 MWh.

Afin d'intégrer le stockage à des procédés énergétiques, des résultats expérimentaux sur un pilote à l'échelle 1 sont nécessaires. De plus, le stockage doit être à même d'assurer de bonnes performances thermiques quel que soit le gisement. Selon les applications, solaire à concentration, photovoltaïque, éolien ou chaleur fatale, les gisements sont soumis à de fortes variations de température, de débit, ou des périodes de repos. Les performances thermiques du stockage sont garanties en partie grâce à son dimensionnement, mais aussi grâce à la façon de le piloter. Le choix de la stratégie de pilotage a une influence capitale. Afin de déterminer les meilleures conditions opératoires, des modèles de type procédés incluant le stockage mais aussi les autres composants doivent être élaborés. Un modèle analytique pourrait même permettre l'optimisation du dimensionnement et des conditions opératoires des stockages thermiques à l'échelle d'un réseau. Le stockage thermocline est à la frontière entre la recherche et ses applications industrielles.

Cette thèse présente les résultats expérimentaux de l'une des premières unités industrielles de stockage thermocline : l'Eco-Stock[®]. Ce stockage est développé par la société Eco-Tech Ceram pour la valorisation de chaleur industrielle. Cette unité peut stocker 1,9 MWh de chaleur à 525°C, grâce à un lit de 16 tonnes de céramique réfractaire. Cette unité de stockage est originale de part sa géométrie horizontale et containerisée, favorisant le transport et l'installation sur site. Cependant, cette configuration horizontale n'est pas optimale thermiquement, puisque le stockage ne bénéficie pas de la force d'Archimède pour renforcer la stratification thermique entre les zones chaude et froide. Une campagne expérimentale a pu être réalisée, comportant des tests à intérêt industriel, pour la validation du dimensionnement et des performances du stockage, mais aussi à intérêt académique. Différents régimes de fonctionnement ont pu être testés, afin d'évaluer la robustesse thermique du stockage.

Les performances du stockage ont d'abord été mesurées lors d'un cycle de charge/décharge unique puis d'un cycle de 3 charges/décharges successives. Une attention particulière a d'abord été apportée sur l'homogénéité de la température de la section transversale. En effet, la force d'Archimède est susceptible de déstratifier transversalement la thermocline, en poussant la chaleur vers le haut du stockage. Une déstratification transversale modérée a été observée lors de la charge, ce qui indique que la convection forcée est suffisamment forte pour limiter le développement de la convection naturelle. Ces résultats expérimentaux ont permis la validation d'un modèle complet comportant 3 phases : solide, fluide et paroi.

Afin d'illustrer la capacité du stockage à gérer de nombreux types de gisements, différents essais ont porté sur la robustesse du stockage vis-à-vis de trois types de contraintes : variation de température, variation de débit et périodes de repos. Le stockage permet de filtrer les variations de température, c'est à dire moyenner la température du gisement, et ce sans affecter la qualité de la stratification thermique. Le stockage conserve cette propriété tant que la période caractéristique du gisement est inférieure d'un ordre de grandeur au temps de charge. Les variations de débit ont montré que le stockage peut être chargé avec un débit variable, et ce sans dégrader ses performances, tant que le débit se situe au dessus d'un débit seuil. En effet, en dessous du seuil, le ratio de convection forcée sur diffusion est plus faible, or la diffusion contribue à la destratification thermique. Au dessus de ce débit seuil, un palier de performance est observé.

Des gisements spécifiques à la chaleur fatale et au solaire à concentration ont été testés afin de montrer la robustesse du stockage en conditions industrielles. Le stockage a été caractérisé par un rendement inférieur de seulement quelques pour-cents comparé à l'essai de référence, confirmant le potentiel du stockage thermique vis-à-vis de ces applications. Le modèle complet s'est révélé précis pour l'ensemble des essais, avec moins de 3% d'écart à l'expérience. La seule limite du stockage horizontal semble être des périodes de repos prolongées, qui induit une destratification thermique axiale mais surtout transversale. Une fois encore, la dégradation des performances s'est révélée mineure si le temps de repos est inférieur d'un ordre de grandeur comparé au temps de charge. Afin de caractériser la destratification transversale liée à la convection naturelle, une analyse adimensionnelle basée sur le nombre de Richardson a été menée. Un nombre de Richardson critique de 0,05 a été identifié, en dessous duquel la convection naturelle est absente. Sur l'ensemble des essais, le stockage a montré sa capacité à conserver de bons indicateurs de performances sur une multitude de gisement issus d'applications très différentes. Le comportement du stockage étant mieux appréhendé, il est possible d'intégrer sa modélisation au sein de chaînes de procédés énergétiques.

Pour intégrer le modèle à d'autres procédés énergétiques, une réduction du modèle est nécessaire. Cela permet une meilleure optimisation des conditions opératoires et du dimensionnement du stockage. Une première approche vise à considérer le stockage comme un élément d'une chaîne de procédés énergétiques intégré au sein du logiciel commercial Simscape. Deux modèles réduits ont été proposés. Ces deux modèles diffèrent uniquement de part le calcul des propriétés physiques et ont été validés à l'aide des essais de référence réalisés sur l'Eco-Stock[®]. Une autre approche de la modélisation de stockage thermique est proposée. Celle-ci est basée sur les fonctions de transfert. Cette approche innovante vise à considérer le stockage comme une succession de filtres thermiques. On identifie ainsi une épaisseur de stockage thermique caractéristique d'un filtre d'ordre 1, possédant

une résistance et une capacité thermique. La succession de filtres thermiques présente un comportement linéaire, ce qui permet une représentation et une résolution par fonction de transfert quasiment immédiate. Le principe de filtres thermiques en similitude a été développé, ce qui a permis d'établir une abaque de dimensionnement. Cette approche peut être utilisée aisément lorsque la température initiale du stockage lors de la charge ou de la décharge est uniforme. Ce cas d'utilisation est assez restrictif, mais cette approche est récente et d'autres développements pourraient accroître sa souplesse d'utilisation ainsi que ses champs d'applications.

Une fois les modèles mis au point, deux cas applicatifs provenant de données industrielles fournies par Eco-Tech Ceram ont été étudiés. Ces cas correspondent à un couplage du stockage avec deux types de convertisseurs : le Power to Heat et le Heat to Power.

Le premier cas vise à étudier le potentiel d'un stockage connecté au réseau électrique. Le prix du marché de l'électricité présente de nombreuses fluctuations. Le but du stockage est alors de stocker l'électricité sous forme thermique lorsque le prix est faible, afin de convertir de l'électricité peu chère en chaleur à forte valeur ajoutée, et ainsi éviter de solliciter le réseau électrique lorsque les prix sont élevés. Le marché de l'électricité étant régulé par pas de une heure, la charge du stockage n'est plus pilotée par une température seuil de charge, mais par la puissance de charge. Une température de fin de charge élevée implique un bon taux de charge du stockage, mais davantage de génération de chaleur fatale. Un compromis doit alors être trouvé. La température de besoin étant faible comparée à la température de gisement, la décharge à une puissance thermique constante est problématique. Lors de l'extraction de la thermocline, la température de décharge chute ce qui conduit à une augmentation forte du débit et de la puissance consommée par le ventilateur. Une approche est proposée pour estimer rapidement la consommation du ventilateur dans ce cas de figure. Ainsi, il peut être intéressant de limiter la température de fin de décharge, même lorsque la température du besoin est faible. La pertinence économique de ce type de procédé est d'autant plus marquée que les prix de l'électricité sont dispersés autour de leur moyenne.

Le deuxième cas d'étude est la valorisation de la chaleur fatale d'un four de céramique sous forme d'électricité. Une méthode d'analyse du gisement est proposée, permettant l'identification des températures de fonctionnement du HTP ainsi que les températures aux bornes de l'échangeur qui l'alimente. Un compromis doit être trouvé entre l'énergie thermique cédée au HTP et le rendement de ce dernier. Une première solution avec un HTP idéal est proposée, mettant en évidence le besoin de nouvelles solutions HTP pour des gisements de chaleur compris entre 400 et 700°C pour des puissances inférieures à 1 MWe. Une deuxième solution mettant en oeuvre des équipements disponibles commercialement est proposée. Ces deux solutions mettent en évidence la possibilité d'alimentation d'un HTP à une température et un débit constants de manière continue à partir d'un gisement présentant de fortes variations de températures et de débit. En effet, le stockage permet d'absorber l'ensemble du surplus d'énergie pour le restituer de manière maîtrisée. L'analyse exergetique indique que le stockage est un composant générant peu de pertes à l'échelle de la chaîne de procédés, la principale source de destruction d'exergie étant la dilution d'air à trop haute température. Ce type d'installation se révèle être pertinent économiquement dans des pays dans lesquels le coût de l'énergie est élevé.

Les principales perspectives de l'intégration procédé se situent autour du Power to

Power. Ce concept vise à coupler les approches PTH et HTP afin de proposer une solution de stockage multi-énergies. L'électricité est stockée sous forme thermique, puis convertit en électricité à nouveau grâce à un cycle combiné. Afin de poursuivre le développement d'une telle solution, quatre pistes ont été évoquées :

- L'impact environnemental : l'analyse de cycle de vie du stockage thermique permet de montrer tout l'intérêt de ce type de solution.
- Les mécanismes économiques de financement RTE. Ceux-ci permettent l'obtention de financement permettant de faire partie du mécanisme de capacité, essentiel au réseau électrique français.
- La cogénération : afin de maximiser le rendement énergétique et la rentabilité d'un tel type de stockage, la cogénération est impérative. La littérature sur les différents services que peut rendre un stockage multi-service est très peu fournie.
- L'optimisation de la stratégie, du dimensionnement et du réseau : les scénarii des solutions techniques sont multiples et liés au réseau électrique dont les prix fluctuent de manière permanente, ainsi qu'aux multiples paramètres de dimensionnement du stockage et des convertisseurs. Des stratégies d'optimisation permettraient l'obtention de solutions d'autant plus pertinentes économiquement que techniquement.

Le stockage thermocline est de plus en plus utilisé dans des applications industrielles, comme au sein des sociétés Eco-Tech Ceram ou chez Siemens Gamesa. Cela indique une certaine maturité du stockage en tant que tel, et un aboutissement des diverses problématiques sur le sujet. Cependant, cette démarche permet d'ouvrir de nouvelles perspectives sur les procédés liés au stockage ainsi que sur les réseaux énergétiques susceptibles de les intégrer.

Table des figures

1	Schéma d'une charge puis décharge d'un stockage de type thermocline . . .	8
2	Service réseau fourni par les différentes technologies de stockage [10]	11
3	Diagramme capacité/puissance des technologies de stockage	12
4	Illustration du Power to Heat to Power (Siemens AG)	13
5	Technologies de centrales solaires à concentration [19]	15
6	Estimation des émissions mondiales de chaleur fatale par secteur [5]	17
7	Pourcentage de pertes aux fumées par industrie [29]	18
8	Schéma de fonctionnement d'un régénérateur (charge à gauche et décharge à droite) [31]	18
9	Exemple de chaleur fatale provenant d'une fonderie [34]	19
10	Concept de charge et décharge de la zone de thermocline, extrait de [19] . .	20
11	Variation de la température en sortie de stockage durant la charge, extrait de [19]	21
12	Variation de la température en sortie de stockage durant la décharge, extrait de [19]	22
13	Facteurs de forme des installations expérimentales air/céramique, extrait de [40]	27
14	Profils de température de charge et de décharge sur 20 cycles, avec des températures seuils souples à gauche et strictes à droite, extrait de [19] . .	27
15	Evolution du déplacement des solides (à gauche) et de la contrainte à la paroi (à droite) en fonction du nombre de cycles, extrait de [60]	28
16	Schéma du stockage conique de Zanganeh, extrait de [56]	30
17	Photographie du banc de Odenthal <i>et al.</i> [65]	31
18	Représentation de l'approche de Sowell et Curry [86]	37
19	Comparaison des temps de calcul des différents modèles [66] (à partir de [73])	37
20	Principe du cycle vapeur	39
21	Diagramme température/entropie du cycle vapeur	39
22	Cycle optimisé, extrait de [89]	39
23	Cycle Brayton, extrait de [89]	40
24	Centrale solaire composée de concentrateur paraboliques couplés à des moteurs Stirling	41
25	Domaines applicatifs des différents blocs électriques en fonction des températures et puissances requises, extrait de [90]	42
26	Schéma de la centrale solaire d'Ait-Baha, extrait de [94]	43
27	Projet "ETES" de Siemens Gamesa, à Hambourg (Crédit Siemens Gamesa)	44
28	Photo légendée du banc de test	48
29	Schéma procédé du banc de test	48
30	Instrumentation de l'unité de stockage	50
31	Schéma de la charge d'un stockage thermocline pour une application solaire (cycle fermé) et pour la chaleur fatale (cycle ouvert)	53
32	Température moyenne mesurée en section A et débit de charge	56
33	Évolution de la température des 9 thermocouples (3 haut/3 milieu/3 bas) de la section B (température de charge 525°C, débit 0,58 kg.s ⁻¹)	57
34	Écarts quadratiques moyens entre le modèle et chacun des thermocouples des sections A, B et C (température de charge 525°C, débit 0,58 kg.s ⁻¹) . .	58

35	Profils de températures axiale en charge (température de charge 525°C, débit de charge 0,58 kg.s ⁻¹)	59
36	Profils de températures axiales en décharge (débit de décharge 0,65 kg.s ⁻¹)	59
37	Taux de charge (température de charge 525°C, débit de charge 0,58 kg.s ⁻¹)	61
38	Répartition enthalpique de l'énergie de charge (température de charge 525°C, débit de charge 0,58 kg.s ⁻¹)	62
39	Rendement local de stockage (température de charge 525°C, débit de charge 0,58 kg.s ⁻¹ , débit de décharge 0,65 kg.s ⁻¹)	63
40	Rendement global du stockage (température de charge 525°C, débit de charge 0,58 kg.s ⁻¹ , débit de décharge 0,65 kg.s ⁻¹)	63
41	Comparaison des rendements expérimental et numérique en fonction du temps de décharge (température de charge 525°C, débit de charge 0,58 kg.s ⁻¹ , débit de décharge à 0,65 kg.s ⁻¹)	64
42	Profils de température en fonction de la longueur du lit de stockage lors de 3 cycles de charge/décharge consécutifs (température de charge 525°C puis 500°C, débit de charge 0,58 kg.s ⁻¹ , débit de décharge 0,65 kg.s ⁻¹)	67
43	Rendement local lors de 3 cycles de charge/décharge consécutifs (température de charge 525°C puis 500°C, débit de charge 0,58 kg.s ⁻¹ , débit de décharge 0,65 kg.s ⁻¹)	69
44	Exemple d'un gisement de chaleur d'un céramiste (Eco-Tech Ceram)	70
45	Exemple d'un gisement de chaleur d'une aciérie (Eco-Tech Ceram)	70
46	Schéma du motif créneaux du gisement de chaleur	71
47	Consignes en température de l'essai créneaux (température de charge 320°C-500°C, alternance toutes les 30 min, débit charge 0,58 kg.s ⁻¹)	72
48	Evolution de la température des thermocouples dans le stockage, la position de chaque thermocouple dans le stockage étant donnée en millimètres (température de charge 320°C-500°C, alternance toutes les 30 min, débit charge 0,58 kg.s ⁻¹)	73
49	Profils de température expérimentaux et numériques de l'essai créneaux (température de charge 320°C-500°C, alternance toutes les 30 min, débit charge 0,58 kg.s ⁻¹)	74
50	Rendement de l'essai "créneaux" (température de charge 320°C-500°C, alternance toutes les 30 min, débit charge 0,58 kg.s ⁻¹), comparé au rendement du modèle, ainsi qu'à un essai expérimental à température de charge constante de 410°C	75
51	Comparaison des profils de fin de charge pour des variations de température type créneaux de 225°C-825°C (débit de charge 0,58 kg.s ⁻¹)	76
52	Profils simulés de fin de charge des essais "créneaux" 15 min et 30 min (température de charge 320°C-500°C, débit de charge 0,58 kg.s ⁻¹)	77
53	Profils de fin de charge de l'essai créneau avec perturbation (température de charge 520°C/320°C, demi-période 1,5h, débit de charge 0,58 kg.s ⁻¹)	78
54	Comparaison des rendements locaux des essais expérimentaux "créneaux" 0,5h et 1,5h (température de charge 320°C-500°C, demi-période 0,5 et 1,5h, débit de charge 0,58 kg.s ⁻¹ , débit de charge 0,65 kg.s ⁻¹)	79
55	Température de charge de l'essai rampe (température de charge 100°C à 520°C, débit de charge 0,58 kg.s ⁻¹ , débit de décharge 0,65 kg.s ⁻¹)	80
56	Profils de température de l'essai rampe température (température de charge 100°C à 520°C, débit de charge 0,58 kg.s ⁻¹)	81

57	Profils de température de l'essai rampe de température (température de charge 100°C à 520°C, débit de charge 0,58 kg.s ⁻¹ , débit de décharge 0,65 kg.s ⁻¹)	81
58	Profils de température de décharge pour deux débits (0,65 kg.s ⁻¹ et 1,29 kg.s ⁻¹), les temps avec étoile étant les temps de la décharge de référence	84
59	Rendement pour deux débits de décharge fixés à 0,65 kg.s ⁻¹ et 1,29 kg.s ⁻¹ (température de charge 525°C, débit de charge 0,58 kg.s ⁻¹)	85
60	Débit du ventilateur pendant la charge de l'essai "débit créneaux" (température de charge 500°C)	86
61	Profils de température de l'essai expérimental "débit créneaux" 0,29-0,58 kg.s ⁻¹ (température de charge 500°C), comparaison au modèle numérique et à l'essai de référence	86
62	Rendement de l'essai expérimental "débit créneaux" 0,29-0,58 kg.s ⁻¹ (température de charge 500°C), comparaison au modèle numérique et à l'essai de référence	87
63	Températures et débits de charge de l'essai expérimental de la rampe de débit (température de charge 490°C, débit croissant de 0,14 à 0,58 kg.s ⁻¹)	88
64	Profils de température de l'essai relatif à la rampe de débit (température de charge 490°C, débit croissant de 0,14 à 0,58 kg.s ⁻¹)	89
65	Rendement de l'essai relatif à la rampe de débit (température de charge 490°C, débit croissant de 0,14 à 0,58 kg.s ⁻¹)	90
66	Rendements expérimentaux et numériques des essais de robustesse aux variations de débit	90
67	Taux de charge en fonction du débit de charge	91
68	Gisement d'un procédé céramique (Eco-Tech Ceram)	93
69	Profils de température de l'essai céramiste	94
70	Rendement de l'essai céramiste	95
71	Représentation 3D des deux Eco-Stocks [®] installé chez <i>Céramique et développement</i> et en fonctionnement depuis Septembre 2020 (Eco-Tech Ceram)	96
72	Puissances de charge calculées à partir des températures et débits expérimentaux pour les essais solaire et référence	97
73	Profils de température de l'essai "solaire" et de l'essai de référence	97
74	Rendement de l'essai "solaire" et de l'essai de référence	98
75	Températures des 9 thermocouples de la section B pour 3 essais différents à 0,58 (graphe haut gauche), 0,29 (haut droite) et 0,14 kg.s ⁻¹ (bas) (température de charge 500°C)	100
76	Vue latérale du stockage thermique pour 3 essais différents à 0,58 (haut), 0,29 (milieu) et 0,14 kg.s ⁻¹ (bas) (température de charge 500°C), les températures étant interpolées	103
77	Profils de température avec repos d'une durée de 3h20 et sans repos (température de charge 525°C, débit de charge 0,58 kg.s ⁻¹)	104
78	Rendement de l'essai repos d'une durée de 3h20 (température de charge 525°C, débit de charge 0,58 kg.s ⁻¹)	105
79	Profil de température de l'essai intermittence, durées de charge effectives à l'exclusion des périodes d'attente indiquées (1h charge - 1h repos, température de charge 500°C, débit de charge 0,57 kg.s ⁻¹)	106
80	Evolution des thermocouples de la section B lors de la charge de l'essai intermittence (1h charge - 1h repos, température de charge 500°C, débit de charge 0,57 kg.s ⁻¹)	107

81	Rendement de l'essai intermittence (1h charge - 1h repos, température de charge 500°C, débit de charge 0,57 kg.s ⁻¹)	108
82	Profils de température durant la charge des modèles complet (Chapitre 2), réduit avec propriétés physiques moyennes variables (var moy) et réduit avec propriétés physiques constantes considérée à température moyenne (min/max) (temps de charge total 6,8h)	116
83	Profils de température durant la décharge des modèles complet (Chapitre 2), réduit avec propriétés physiques moyennes variables (var moy) et réduit avec propriétés physiques constantes considérée à température moyenne (min/max) (temps de décharge total de 6h)	117
84	Gains de 5 fréquences de sollicitation données en fonction du nombre de longueurs caractéristiques L_c	121
85	Diagrammes de Bode de stockage de longueur caractéristiques 3, 5, 7, 10, 13, 15, 20	122
86	Représentation d'un stockage thermique sous forme de filtre (Régis Olivès)	123
87	Diagrammes de Bode d'un stockage d'ordre 1 (pente -20 dB/decade) obtenus par la modélisation thermique et par sa fonction de transfert	124
88	Représentation d'un stockage dans un logiciel de contrôle commande	124
89	Diagramme de Bode des 3 filtres thermiques proposés pour comparaison à γ constant	127
90	Abaques de filtres thermiques à $u_c = 1,12 \text{ m.s}^{-1}$ et une longueur de 10 L_c .	128
91	Identification du τ	129
92	Schéma du procédé industriel	132
93	Variations des prix de l'électricité sur la journée du 24 janvier (bleu : le prix du marché, rouge : prix au moment de la consommation par l'industriel) (données EPEX SPOT)	132
94	Schéma procédé de l'installation en boucle ouverte	134
95	Schéma procédé de l'installation en boucle fermée	134
96	Profil de température de fin de charge et de fin de décharge du scénario A pour les cycles 1, 3, 18 et 19 (température de charge 600°C)	137
97	Profil de température de fin de charge et de fin de décharge pour les cycles 1, 3, 18 et 19 avec modification de la puissance de la première charge	138
98	Comparaison des profils de fin de charge et fin de décharge stabilisés des scénarios A et D	140
99	Comparaison des modèles var moy et min-max sur le scénario A	141
100	Puissance du ventilateur et température de sortie du stockage lors du 19 ^{ème} cycle du scénario A	143
101	Température et débit de la chaleur fatale provenant d'un four de céramique	150
102	Schéma procédé de l'installation en phase de charge	151
103	Schéma procédé de l'installation en phase de décharge	152
104	Répartition de l'énergie du gisement par gamme de température	152
105	Cumulée de l'énergie du gisement par gamme de température	153
106	Rendement d'installations existantes, corrélations avec le rendement de Carnot (principales technologies : ORC, RC (cycle Rankine), ST (moteur Stirling), MGT et GT (micro-turbine et turbine à gaz) [90]	154
107	Schéma simplifié de l'échangeur alimentant le HTP	155
108	Représentation du gisement exploitable en fonction de la température d'entrée échangeur	156

109	Température d'entrée T_{in} optimale pour maximisation de la production électrique	157
110	Produit du gisement et du rendement de 1/2 du rendement de Carnot pour chaque température de sortie d'échangeur	158
111	Température de valorisation optimale et production électrique associée en fonction de la température de sortie échangeur	158
112	Températures d'installations HTP existantes, représentation en fonction de la puissance électrique produite [90]	160
113	Positionnement sur le diagramme théorique des différentes technologies disponibles	162
114	Température d'entrée et débit du HTP et du stockage	164
115	Température de sortie de stockage et débit durant la décharge	165
116	Débits et températures d'alimentation du HTP et du stockage lors de la première charge	166
117	Gestion des puissances thermiques dans l'installation	167
118	Profils de température du stockage en fin de charge et fin de décharge . . .	168
119	Pertes de charge générées par le stockage pendant 5 cycles	169
120	Diagramme de Grassmann de la chaîne de valorisation de chaleur fatale . .	170
121	Schéma de procédé de la configuration filtre	174
122	Température de sortie du stockage	175
123	Architecture du système de stockage d'électricité [40]	176
124	Variation de l'énergie déchargée avec rayonnement par rapport au modèle sans rayonnement	199
125	Profils de charge et de décharge de la sensibilité au pas de temps maximum	202
126	Profils de charge et de décharge de la sensibilité au nombre de maille spatiale	202
127	Représentation électrique d'un filtre passe-bas	203
128	Comparaison des modèles complet et advecto-convectif sur la charge de référence de l'Eco-Stock	205

Liste des tableaux

1	Fluides de transfert, extrait de [26]	24
2	Caractéristiques de divers matériaux de stockage, extrait de [26]	26
3	Propriétés de l'air et de la bauxite	52
4	Caractéristiques des 3 cycles de charges/décharges (température de charge 525°C puis 500°C, débit de charge 0,58 kg.s ⁻¹ , débit de décharge 0,65 kg.s ⁻¹), erreur représentant le pourcentage d'écart temporel entre modèle et expérience	66
5	Tableau récapitulatif des essais	68
6	Tableau récapitulatif des essais	82
7	Conditions opératoires des essais	83
8	Tableau récapitulatif des essais	92
9	Tableau récapitulatif des essais	109
10	Trois scénarios de filtres thermiques proposés pour comparaison à τ_c constant	126
11	Scénarios de référence pour l'abaque	127
12	Correspondance entre le gain et l'amplitude de sortie du filtre	128
13	Scénarios de dimensionnement possibles pour le filtrage du gisement	130
14	Comparaison des performances énergétiques des différents scénarios	139
15	Comparaison des contraintes liées au dimensionnement du ventilateur sur les scénarios A, B, C et D	143
16	Estimation du ratio de puissance du ventilateur avec l'estimation de Burke-Plummer	145
17	Estimation de Temps de Retour Brut pour chaque scénario (CAPEX, OPEX annuels et Revenus annuels en euros)	146
18	Estimation de Temps de Retour Brut avec déviation de +50%	147
19	Production électrique pour différentes température d'entrée échangeur, à $T_{out} = 200^\circ\text{C}$ et $T_{valo} = 300^\circ\text{C}$	156
20	Veille technologique HTP	160
21	Production électrique pour différentes températures d'entrée T_{in}	171
22	Capacité de stockage des cuves pour chaque scénario	172
23	Scénarios technico-économiques	173
24	Corrélations du coefficient de convection, extrait de [66]	198
25	Corrélations du coefficient d'échanges à la paroi, extrait de [66]	198
26	Répétabilité de la charge référence (température de charge 525°C, débit 0,58 kg.s ⁻¹)	200

Références

- [1] CEA CNRS. Changement climatique : les résultats des nouvelles simulations françaises. pages 1–32, 2019.
- [2] IEA. Renewables. Technical report, 2019.
- [3] IEA. Tracking Industry. Technical report, 2020.
- [4] Fives. Waste heat recovery : technologically and economically viable solutions for industrial businesses. 2016.
- [5] Clemens Forman, Ibrahim Kolawole Muritala, Robert Pardemann, and Bernd Meyer. Estimating the global waste heat potential. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 57 :1568–1579, 2016.
- [6] Laia Miró, Jaume Gasia, and Luisa F. Cabeza. Thermal energy storage (TES) for industrial waste heat (IWH) recovery : A review. *Applied Energy*, 179 :284–301, 2016.
- [7] John P. Barton and David G. Infield. Energy storage and its use with intermittent renewable energy. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, 19(2) :441–448, 2004.
- [8] BPSTATS. BP Statistical Review of World Energy Statistical Review of World, 68th edition. *The Editor BP Statistical Review of World Energy*, pages 1–69, 2019.
- [9] International Renewable Energy Agency (IRENA). *Renewable Energy Prospects for the European Union*, volume 51. 2018.
- [10] International Renewable Energy Agency (IRENA). *Electricity storage and renewables : Costs and markets to 2030*. Number October. 2017.
- [11] IRENA. *Costs and Markets to 2030*. Number October. 2017.
- [12] Kevin Attonaty, Pascal Stouffs, Jérôme Pouvreau, Jean Oriol, and Alexandre Deydier. Thermodynamic analysis of a 200MWh electricity storage system based on high temperature thermal energy storage. *Energy*, 172 :1132–1143, 2019.
- [13] Xing Luo, Jihong Wang, Mark Dooner, and Jonathan Clarke. Overview of current development in electrical energy storage technologies and the application potential in power system operation. *Applied Energy*, 137 :511–536, 2015.
- [14] A. Kéré, V. Goetz, X. Py, R. Olives, and N. Sadiki. Modeling and integration of a heat storage tank in a compressed air electricity storage process. *Energy Conversion and Management*, 103 :499–510, 2015.
- [15] Vittorio Tola, Valentina Meloni, Fabrizio Spadaccini, and Giorgio Cau. Performance assessment of Adiabatic Compressed Air Energy Storage (A-CAES) power plants integrated with packed-bed thermocline storage systems. *Energy Conversion and Management*, 151(June) :343–356, 2017.
- [16] Iñigo Ortega-Fernández, Simone A. Zavattoni, Javier Rodríguez-Aseguinolaza, Bruno D’Aguanno, and Maurizio C. Barbato. Analysis of an integrated packed bed thermal energy storage system for heat recovery in compressed air energy storage technology. *Applied Energy*, 205 :280–293, 2017.
- [17] L. Geissbühler, V. Becattini, G. Zanganeh, S. Zavattoni, M. Barbato, A. Haselbacher, and A. Steinfeld. Pilot-scale demonstration of advanced adiabatic compressed air energy storage, Part 1 : Plant description and tests with sensible thermal-energy storage. *Journal of Energy Storage*, 17 :129–139, 2018.

- [18] Liang Wang, Xipeng Lin, Lei Chai, Long Peng, Dong Yu, and Haisheng Chen. Cyclic transient behavior of the Joule–Brayton based pumped heat electricity storage : Modeling and analysis. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 111(March) :523–534, 2019.
- [19] Thomas Fasquelle. Modélisation et caractérisation expérimentale d’une boucle solaire cylindro-parabolique intégrant un stockage de type thermocline. *PhD Thesis*, 2017.
- [20] Ming Liu, N. H. Steven Tay, Stuart Bell, Martin Belusko, Rhys Jacob, Geoffrey Will, Wasim Saman, and Frank Bruno. Review on concentrating solar power plants and new developments in high temperature thermal energy storage technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 53 :1411–1432, 2016.
- [21] Dhyia Aidroos Baharoon, Hasimah Abdul Rahman, Wan Zaidi Wan Omar, and Saeed Obaid Fadhl. Historical development of concentrating solar power technologies to generate clean electricity efficiently – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 41 :996–1027, 2015.
- [22] José J C S Santos, José C E Palacio, Arnaldo M M Reyes, Monica Carvalho, Alberto J R Freire, and Marcelo A Barone. Chapter 12 - Concentrating Solar Power. In Imene Yahyaoui, editor, *Advances in Renewable Energies and Power Technologies*, pages 373–402. Elsevier, 2018.
- [23] Alexander W. Dowling, Tian Zheng, and Victor M. Zavala. Economic assessment of concentrated solar power technologies : A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 72(June 2016) :1019–1032, 2017.
- [24] IRENA. Cost Analysis of Concentrating Solar Power. 2012.
- [25] J I Burgaleta, S Arias, and D Ramirez. Gemasolar, the first tower thermosolar commercial plant with molten salt storage. *Solarpaces*, (September) :1–8, 2011.
- [26] Thibaut Esence. *Étude et modélisation des systèmes de stockage thermique de type régénératif solide / fluide*. PhD thesis, 2017.
- [27] Ulf Herrmann, Bruce Kelly, and Henry Price. Two-tank molten salt storage for parabolic trough solar power plants. *Energy*, 29(5-6) :883–893, 2004.
- [28] G. Angelini, A. Lucchini, and G. Manzolini. Comparison of thermocline molten salt storage performances to commercial two-tank configuration. *Energy Procedia*, 49 :694–704, 2013.
- [29] Nicolas Lopez Ferber. Validation expérimentale d ’ un système de stockage thermocline air / céramique à échelle pilote - développement d ’ un matériau de stockage. *PhD Thesis*, 2018.
- [30] U.S. Department of Energy. Waste Heat Recovery : Technology and Opportunities in U.S. Industry. 2008.
- [31] Arcelor Mittal Gérard Griffay. Regenerators for heat storage in Iron and Steel Industry ArcelorMittal :. 33(0), 2019.
- [32] Sarah Brückner, Selina Liu, Laia Miró, Michael Radspieler, Luisa F. Cabeza, and Eberhard Lävemann. Industrial waste heat recovery technologies : An economic analysis of heat transformation technologies. *Applied Energy*, 151 :157–167, 2015.
- [33] Hussam Jouhara, Navid Khordehgah, Sulaiman Almahmoud, Bertrand Delpech, Amisha Chauhan, and Savvas A. Tassou. Waste heat recovery technologies and applications. *Thermal Science and Engineering Progress*, 6(April) :268–289, 2018.

- [34] Luca Battisti, Marco Cozzini, and David Macii. Industrial waste heat recovery strategies in urban contexts : A performance comparison. *IEEE 2nd International Smart Cities Conference : Improving the Citizens Quality of Life, ISC2 2016 - Proceedings*, 2016.
- [35] CGEDD and CGE. Mission portant sur la transformation des aides à l’investissement du Fonds chaleur en aides à la production de chaleur renouvelable. 2018.
- [36] Institute for Climate Economics. L ’ état du marché carbone européen Edition 2019. 2019.
- [37] Guruprasad Alva, Yaxue Lin, and Guiyin Fang. An overview of thermal energy storage systems. *Energy*, 144 :341–378, 2018.
- [38] Arnold Gordon. Interocean Exchange of Thermocline Water. *Journal of Geographical Research*, 91 :5037–5046, 1986.
- [39] A. S A Ammar and A. A. Ghoneim. Optimization of a sensible heat storage unit packed with spheres of a local material. *Renewable Energy*, 1(1) :91–95, 1991.
- [40] Kévin Attonaty. Stockage d’électricité associant un cycle thermodynamique a haut rendement avec un stockage thermique a haute température. *Université de Pau*, 2018.
- [41] Thibaut Esence, Tristan Desrues, Jean François Fourmigué, Grégory Cwicklinski, Arnaud Bruch, and Benoit Stutz. Experimental study and numerical modelling of high temperature gas/solid packed-bed heat storage systems. *Energy*, 180 :61–78, 2019.
- [42] A. Meier, Ch. Winkler, and D. Wullemin. Experiment for modeling high temperature rock bed storage. *Solar Energy Materials*, 24 :255–264, 1991.
- [43] J-F. Hoffmann. Stockage thermique pour centrale solaire thermodynamique à concentration mettant en œuvre des matériaux naturels ou recyclés. *PhD Thesis*, 2015.
- [44] Yang Xiaoping, Yang Xiaoxi, Ding Jing, and Youyuan Shao. criteria for performance improvement molten salt, 2011.
- [45] M. Díaz-Heras, J. F. Belmonte, and J. A. Almendros-Ibáñez. Effective thermal conductivities in packed beds : Review of correlations and its influence on system performance. *Applied Thermal Engineering*, 171(January) :115048, 2020.
- [46] J. F. Hoffmann, T. Fasquelle, V. Goetz, and X. Py. A thermocline thermal energy storage system with filler materials for concentrated solar power plants : Experimental data and numerical model sensitivity to different experimental tank scales. *Applied Thermal Engineering*, 100 :753–761, 2016.
- [47] T. Fasquelle, Q. Falcoz, P. Neveu, and J. F. Hoffmann. A temperature threshold evaluation for thermocline energy storage in concentrated solar power plants. *Applied Energy*, 212(January) :1153–1164, 2018.
- [48] R Couturier, A Bruch, and J F Fourmigué. ScienceDirect Experimental and numerical investigation of a pilot-scale thermal oil packed bed thermal storage system for CSP power plant. 105 :116–125, 2014.
- [49] Marc Medrano, Antoni Gil, Ingrid Martorell, Xavi Potau, and Luisa F. Cabeza. State of the art on high-temperature thermal energy storage for power generation. Part 2-Case studies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(1) :56–72, 2010.

- [50] Sarada Kuravi, Jamie Trahan, D. Yogi Goswami, Muhammad M. Rahman, and Elias K. Stefanakos. Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants. *Progress in Energy and Combustion Science*, 39(4) :285–319, 2013.
- [51] Tristan Desrues. Stockage massif d ’électricité sous forme thermique. 2011.
- [52] Nicolas Lopez Ferber, Q. Falcoz, D. Pham Minh, J. F. Hoffmann, A. Meffre, A. Nzihou, and V. Goetz. Flexibility and robustness of a high-temperature air/ceramic thermocline heat storage pilot. *Journal of Energy Storage*, 21(November 2018) :393–404, 2019.
- [53] Khadija El Alami, Mohamed Asbik, and Hassan Agalit. Identification of natural rocks as storage materials in thermal energy storage (TES) system of concentrated solar power (CSP) plants – A review. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 217(May) :110599, 2020.
- [54] H. Agalit, N. Zari, and M. Maaroufi. Suitability of industrial wastes for application as high temperature thermal energy storage (TES) materials in solar tower power plants – A comprehensive review. *Solar Energy*, 208(August) :1151–1165, 2020.
- [55] Xavier Py, Nicolas Calvet, Regis Olives, Antoine Meffre, Patrick Echegut, Catherine Bessada, Emmanuel Veron, and Sandra Ory. Recycled Material for Sensible Heat Based Thermal Energy Storage to be Used in Concentrated Solar Thermal Power Plants. *Journal of Solar Energy Engineering*, 133(3) :031008, 2011.
- [56] G. Zanganeh, A. Pedretti, S. Zavattoni, M. Barbato, and A. Steinfeld. Packed-bed thermal storage for concentrated solar power - Pilot-scale demonstration and industrial-scale design. *Solar Energy*, 86(10) :3084–3098, 2012.
- [57] Stefan Zunft, Matthias Hänel, Michael Krüger, Volker Dreißigacker, Felix Göhring, and Eberhard Wahl. Jülich Solar Power Tower—Experimental Evaluation of the Storage Subsystem and Performance Calculation. *Journal of Solar Energy Engineering*, 133(3) :031019, 2011.
- [58] R Couturier, A Bruch, S Molina, T Esence, and J F Fourmigu. Experimental investigation of cycling behaviour of pilot-scale thermal oil packed-bed thermal storage system. 103 :277–285, 2017.
- [59] John W. Carson. Silo failures : case histories and lessons learned. *Handbook of Powder Technology*, 10(May) :153–166, 2001.
- [60] Nahia Sassine, Frédéric Victor Donzé, Barthélémy Harthong, and Arnaud Bruch. Thermal stress numerical study in granular packed bed storage tank. *Granular Matter*, 20(3), 2018.
- [61] Iñigo Ortega-Fernández, Yang Wang, Mikel Durán, Erika Garitaonandia, Lucía Unamunzaga, Daniel Bielsa, and Elena Palomo. Experimental validation of steel slag as thermal energy storage material in a 400 kWht prototype. *AIP Conference Proceedings*, 2126 :4–5, 2019.
- [62] Mohammad M.S. Al-Azawii, Carter Theade, Megan Danczyk, Erick Johnson, and Ryan Anderson. Experimental study on the cyclic behavior of thermal energy storage in an air-alumina packed bed. *Journal of Energy Storage*, 18(May) :239–249, 2018.
- [63] Stefano Soprani, Fabrizio Marongiu, Ludvig Christensen, Ole Alm, Kenni Dinesen Petersen, Thomas Ulrich, and Kurt Engelbrecht. Design and testing of a horizontal rock bed for high temperature thermal energy storage. *Applied Energy*, 251(November 2018) :113345, 2019.

- [64] Christian Odenthal, Wolf Dieter Steinmann, and Stefan Zunft. Analysis of a horizontal flow closed loop thermal energy storage system in pilot scale for high temperature applications – Part II : Numerical investigation. *Applied Energy*, 263(January) :114576, 2020.
- [65] Christian Odenthal, Wolf Dieter Steinmann, and Stefan Zunft. Analysis of a horizontal flow closed loop thermal energy storage system in pilot scale for high temperature applications – Part I : Experimental investigation of the plant. *Applied Energy*, 263(January) :114573, 2020.
- [66] Thibaut Esence, Arnaud Bruch, Sophie Molina, Benoit Stutz, and Jean François Fourmigué. A review on experience feedback and numerical modeling of packed-bed thermal energy storage systems. *Solar Energy*, 153 :628–654, 2017.
- [67] Funazkri T Wakao N, Kagueli S. Effect of fluid dispersion coefficients on particulate-to-fluid heat transfer coefficients in packed beds. *Chemical Engineering Science*, 34(1) :325–336, 1979.
- [68] A. Bruch, J. F. Fourmigué, and R. Couturier. Experimental and numerical investigation of a pilot-scale thermal oil packed bed thermal storage system for CSP power plant. *Solar Energy*, 105 :116–125, 2014.
- [69] Brian Dixon, Anthony, DiCostanzo Michael, Soucy. Fluid-phase radial transport in packed beds of low tube-to-particle diameter ratio.pdf. 27(4), 1984.
- [70] Chao Xu, Zhifeng Wang, Yaling He, Xin Li, and Fengwu Bai. Sensitivity analysis of the numerical study on the thermal performance of a packed-bed molten salt thermocline thermal storage system. *Applied Energy*, 92 :65–75, 2012.
- [71] Mario Cascetta, Giorgio Cau, Pierpaolo Puddu, and Fabio Serra. A comparison between CFD simulation and experimental investigation of a packed-bed thermal energy storage system. *Applied Thermal Engineering*, 98 :1263–1272, 2016.
- [72] Mariam Mahmood, Alberto Traverso, Alberto Nicola Traverso, Aristide F. Mascardo, Davide Marsano, and Carlo Cravero. Thermal energy storage for CSP hybrid gas turbine systems : Dynamic modelling and experimental validation. *Applied Energy*, 212(September 2017) :1240–1251, 2018.
- [73] K. A.R. Ismail and R. Stuginsky. Parametric study on possible fixed bed models for pcm and sensible heat storage. *Applied Thermal Engineering*, 19(7) :757–788, 1999.
- [74] Ben Xu, Pei Wen Li, and Cho Lik Chan. Extending the validity of lumped capacitance method for large Biot number in thermal storage application. *Solar Energy*, 86(6) :1709–1724, 2012.
- [75] G. Zanganeh, A. Pedretti, S. A. Zavattoni, M. C. Barbato, A. Haselbacher, and A. Steinfeld. Design of a 100 MWhth packed-bed thermal energy storage. *Energy Procedia*, 49 :1071–1077, 2013.
- [76] G. Zanganeh, A. Pedretti, A. Haselbacher, and A. Steinfeld. Design of packed bed thermal energy storage systems for high-temperature industrial process heat. *Applied Energy*, 137 :812–822, 2015.
- [77] A. M. Bonanos and E. V. Votyakov. Sensitivity analysis for thermocline thermal storage tank design. *Renewable Energy*, 99 :764–771, 2016.
- [78] T. E.W. Schumann. Heat transfer : A liquid flowing through a porous prism. *Journal of the Franklin Institute*, 208(3) :405–416, 1929.

- [79] Evgeny V. Votyakov and Aristides M. Bonanos. A perturbation model for stratified thermal energy storage tanks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 75 :218–223, 2014.
- [80] Aristides M Bonanos and Evgeny V Votyakov. Analysis of thermocline thermal energy storage systems with generic initial condition algebraic model. *Solar Energy*, 213(April 2020) :154–162, 2021.
- [81] M. Riaz. Transient analysis of packed-bed thermal storage systems. *Solar Energy*, 21(2) :123–128, 1978.
- [82] Thibaut Esence, Arnaud Bruch, Jean François Fourmigué, and Benoit Stutz. A versatile one-dimensional numerical model for packed-bed heat storage systems. *Renewable Energy*, 133 :190–204, 2019.
- [83] A. Cabelli. Storage tanks-A numerical experiment. *Solar Energy*, 19(1) :45–54, 1977.
- [84] Rocío Bayón and Esther Rojas. Simulation of thermocline storage for solar thermal power plants : From dimensionless results to prototypes and real-size tanks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 60(1) :713–721, 2013.
- [85] Rocío Bayón and Esther Rojas. Analytical function describing the behaviour of a thermocline storage tank : A requirement for annual simulations of solar thermal power plants. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 68 :641–648, 2014.
- [86] E. F. Sowell and R. L. Curry. A convolution model of rock bed thermal storage units. *Solar Energy*, 24(5) :441–449, 1980.
- [87] Sabri Ergun. Fluid flow through packed bed, 1952.
- [88] I. F. Macdonald, M. S. El-Sayed, K. Mow, and F. A.L. Dullien. Flow through Porous Media—the Ergun Equation Revisited. *Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals*, 18(3) :199–208, 1979.
- [89] Meherwan P Boyce. *Handbook for Cogeneration and Combined Cycle Power Plants*. 2010.
- [90] N Tauveron, S Colasson, and J Gruss. Conversion of waste heat to electricity : cartography of possible cycles due to hot source characteristics Waste heat recovery problem Description of systems , classification and database. 2015.
- [91] F. Campana, M. Bianchi, L. Branchini, A. De Pascale, A. Peretto, M. Baresi, A. Fermi, N. Rossetti, and R. Vescovo. ORC waste heat recovery in European energy intensive industries : Energy and GHG savings. *Energy Conversion and Management*, 76 :244–252, 2013.
- [92] Charles W. Forsberg, Daniel C. Stack, Daniel Curtis, Geoffrey Haratyk, and Nestor Andres Sepulveda. Converting excess low-price electricity into high-temperature stored heat for industry and high-value electricity production. *Electricity Journal*, 30(6) :42–52, 2017.
- [93] Freerk Klasing, Christian Odenthal, and Thomas Bauer. Assessment for the adaptation of industrial combined heat and power for chemical parks towards renewable energy integration using high-temperature TES. *Energy Procedia*, 155 :495–502, 2018.
- [94] P. Good, G. Zanganeh, G. Ambrosetti, M. C. Barbato, A. Pedretti, and A. Steinfeld. Towards a commercial parabolic trough CSP system using air as heat transfer fluid. *Energy Procedia*, 49 :381–385, 2014.

- [95] Silvia Trevisan, Rafael Guédez, and Björn Laumert. Preliminary assessment of integration of a packed bed thermal energy storage in a Stirling - CSP system. *AIP Conference Proceedings*, 2126(August), 2019.
- [96] Maximilian Schumacher. Siemens ETES Electric Thermal Energy Storage. Technical report, 2019.
- [97] Michael Geyer. The Malta Carnot Batteries for “ The Age of Storage ”, 2019.
- [98] A. Arabkoohsar and G. B. Andresen. Design and analysis of the novel concept of high temperature heat and power storage. *Energy*, 126 :21–33, 2017.
- [99] A. Arabkoohsar and G. B. Andresen. Thermodynamics and economic performance comparison of three high-temperature hot rock cavern based energy storage concepts, 2017.
- [100] A. Arabkoohsar. Combined steam based high temperature heat and power storage with ORC, 2019.
- [101] M. A. Lasemi and A. Arabkoohsar. Optimal operating strategy of high-temperature heat and power storage system coupled with a wind farm in energy market, 2020.
- [102] John Beek. Design of packed catalytic reactors. 1962.
- [103] R W Serth and T Lestina. *Process Heat Transfer : Principles, Applications and Rules of Thumb*. Elsevier Science, 2014.
- [104] Samuel Sumin Sih and Joel W. Barlow. The prediction of the emissivity and thermal conductivity of powder beds. *Particulate Science and Technology*, 22(4) :427–440, 2004.
- [105] H. Agalit, N. Zari, M. Maalmi, and M. Maaroufi. Numerical investigations of high temperature packed bed TES systems used in hybrid solar tower power plants. *Solar Energy*, 122 :603–616, 2015.
- [106] Thomas Keplinger, Markus Haider, Thomas Steinparzer, Paul Trunner, Andreas Patrejko, and Manfred Haselgrübler. Modeling, Simulation, and Validation with Measurements of a Heat Recovery Hot Gas Cooling Line for Electric Arc Furnaces. *Steel Research International*, 89(6), 2018.
- [107] J. F. Hoffmann, T. Fasquelle, V. Goetz, and X. Py. Experimental and numerical investigation of a thermocline thermal energy storage tank. *Applied Thermal Engineering*, 114 :896–904, 2017.
- [108] S. Vannerem, P. Neveu, and Q. Falcoz. Experimental and numerical investigation of the impact of operating conditions on thermocline storage performance. *Renewable Energy*, 168 :234–246, 2021.
- [109] R Aringhoff, M Geyer, U Herrmann, R Kistner, P Nava, and R Osuna. AndaSol-50 MW Solar Plants with 9 hour storage for Southern Spain. *Proc. 11th SolarPACES International Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies*, (March 2016) :37–42 TS – BibTeX, 2002.
- [110] V. Kathare, J. H. Davidson, and F. A. Kulacki. Natural convection in water-saturated metal foam. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(15-16) :3794–3802, 2008.
- [111] M. Chakkingal. *Convective heat transfer in coarse-grained porous media - A numerical investigation of natural and mixed convection*. 2020.
- [112] Ibrahim Al Asmi, Roman Le, Goff Latimier, Hamid Ahmed, and Guilhem Dejean. Impact of thermal storage modeling accuracy on the optimal strategy for its management. 2020.

- [113] John A. Duffie, William A. Beckman, S. B. Prasad, J. S. Saini, Krishna M. Singh, Sushant Thakur, N. S. Thakur, Rajendra Karwa, and V. Srivastava. *Wiley : Solar Engineering of Thermal Processes, 4th Edition - John A. Duffie, William A. Beckman*, volume 2013. 2013.
- [114] A. J. Willmott. *Dynamics of Regenerative Heat Transfer*. 2001.
- [115] Régis Olivès and Aubin Touzo. Modélisation analytique d'un stockage thermocline pour la récupération de chaleur fatale ou pour centrale solaire à concentration. *Congrès SFT, Belfort*, 2021.
- [116] Ana Cristina Ferreira, João Silva, Senhorinha Teixeira, José Carlos Teixeira, and Silvia Azucena Nebra. Assessment of the Stirling engine performance comparing two renewable energy sources : Solar energy and biomass. *Renewable Energy*, 154 :581–597, 2020.

Annexes

Annexe A : Tableau récapitulatif des corrélations de coefficients convectifs solide/fluide

Sources	Corrélations	Domaine de validité	Méthode de détermination
Löf et Hawley, 1948	$h_v = 652 \cdot \left(\frac{\rho_f \cdot u_{sup}}{D_{eq,v}} \right)^{0,7}$	<ul style="list-style-type: none"> Lits air/roche avec des graviers de construction standards $35^\circ\text{C} < T < 120^\circ\text{C}$ $5\text{ mm} < D_c < 40\text{ mm}$ $0,07\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1} < \rho_f u_{sup} < 0,4\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 	Analyse de résultats expérimentaux sur des lits air/roche à l'aide du modèle de Schumann.
Ranz, 1952	$Nu = 2 + 1,8 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{1/3}$	<ul style="list-style-type: none"> Lits de sphères uniformes 	Corrélation entre le coefficient d'échange dans un lit de sphères (mesuré par Gamson, Thodos et Hougen, 1943) et le coefficient d'échange autour d'une sphère seule (corrélations de Frössling, 1938).
Beek, 1962	$Nu = 3,22 \cdot (Re \cdot Pr)^{1/3} + 0,117 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$	<ul style="list-style-type: none"> $Re > 40$ 	Corrélation des résultats expérimentaux de transfert de masse obtenus par Thoenes et Kramers, 1958.
Gupta et Thodos, 1962	$Nu = \frac{Re \cdot Pr^{1/3}}{\varepsilon} \cdot \left(0,0108 + \frac{0,929}{Re^{0,58} - 0,483} \right)$	<ul style="list-style-type: none"> Lits de sphères uniformes $Re > 20$ 	Corrélation de nombreux résultats expérimentaux de transfert de masse et de chaleur provenant de la littérature.
Pfeffer, 1964	$Nu = 1,26 \cdot \left[\frac{1 - (1 - \varepsilon)^{5/3}}{2 - 3 \cdot (1 - \varepsilon)^{1/3} + 3 \cdot (1 - \varepsilon)^{5/3} - 2 \cdot (1 - \varepsilon)^2} \cdot Re \cdot Pr \right]^{1/3}$	<ul style="list-style-type: none"> Nombre de Péclet « élevé » Nombre de Reynolds « faible » (sans plus de précision mais validé avec $Re < 74$) 	Modèle théorique assimilant le lit fixe à un assemblage de solides indépendants possédant leur propre couche limite de fluide.
Galloway et Sage, 1970	$Nu = 2 + \left[0,5483 \cdot \left(\frac{v_0}{v_0} \right)^{0,16} + [0,1212 \cdot \alpha_t \cdot (\alpha_t - 0,04595) + 0,001656] \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{1/6} \right] \cdot \frac{Re^{0,5} \cdot Pr^{1/3}}{(\varepsilon - \varepsilon_0)^{0,5}}$ avec α_t le niveau apparent de turbulence et ε_0 la porosité des zones mortes près de la paroi ; ces deux paramètres peuvent être déterminés graphiquement dans l'article original et valent tous deux approximativement 0,2 pour les lits aléatoires de sphères avec $\varepsilon = 0,4$	-	Théorie des couches limites en régime turbulent autour d'un cylindre et d'une sphère. Les constantes sont déterminées empiriquement par des mesures locales de transfert thermique dans un lit de sphères.
Whitaker, 1972	$Nu_{eq,a} = \frac{(1 - \varepsilon) \cdot Pr^{1/3}}{\varepsilon} \cdot \left[0,5 \cdot \left[\frac{Re_{eq,a}}{1 - \varepsilon} \right]^{0,5} + 0,2 \cdot \left[\frac{Re_{eq,a}}{1 - \varepsilon} \right]^{2/3} \right]$	<ul style="list-style-type: none"> Lits non structurés Solides non cubiques 	Analyse statistique de nombreuses données expérimentales issues de la littérature.
Gupta, Chaube et Upadhyay, 1974	$Nu_{eq} = \frac{Pr^{1/3}}{\varepsilon} \cdot [2,876 + 0,3023 \cdot Re_{eq}^{0,65}]$	<ul style="list-style-type: none"> $Re_{eq} > 10$ 	Analyse statistique de nombreuses données expérimentales issues de la littérature.
Gunn, 1978	$Nu = (7 - 10 \cdot \varepsilon + 5 \cdot \varepsilon^2) \cdot (1 + 0,7 \cdot Re^{0,2} \cdot Pr^{1/3}) + (1,33 - 2,4 \cdot \varepsilon + 1,2 \cdot \varepsilon^2) \cdot Re^{0,7} \cdot Pr^{1/3}$	<ul style="list-style-type: none"> Lits de sphères uniformes $Re < 10^3$ $0,35 < \varepsilon < 1,0$ 	Analyse statistique de nombreuses données expérimentales issues de la littérature.
Wakao, Kagueli et Funazkri, 1979	$Nu = 2 + 1,1 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{1/3}$	<ul style="list-style-type: none"> Uniquement destiné aux modèles dans lesquelles la diffusion thermique dans le lit est prise en compte 	Données expérimentales de la littérature analysées et corrigées à l'aide d'un modèle de conduction intra-solide.
Martin, 2005	$Nu = 0,4038 \cdot \left[\frac{4}{3} \cdot x_f \cdot Hg \cdot Pr \cdot \frac{\varepsilon}{(1 - \varepsilon)^{2/3}} \right]^{1/3}$ avec $Hg = \left(\frac{0,4}{\varepsilon} \right)^{0,78} \cdot Re \cdot [150 \cdot (1 - \varepsilon) + 1,75 \cdot Re] \cdot \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon^3}$ et x_f la part frictionnelle des pertes de charge totales qui dépend de la forme des solides (sphères : 0,45 ; selles : 0,34 ; anneaux : 0,28 ; cylindres : 0,25 cubes : 0,20)	-	Application de la théorie de Lévêque, 1928, qui corrèle les transferts de masse et de chaleur dans la couche limite aux pertes de charge frictionnelles.

TABLE 24 – Corrélations du coefficient de convection, extrait de [66]

Tableau des corrélations sur les coefficients d'échanges à la paroi

Sources	Corrélations	Domaine de validité	Méthode de détermination
Yagi et Wakao, 1959	$Nu_p = 0,6 \cdot Pr^{1/3} \cdot Re^{0,5}$ $Nu_p = 0,2 \cdot Pr^{1/3} \cdot Re^{0,8}$	<ul style="list-style-type: none"> $1 < Re < 40$ $40 < Re < 2\ 000$ 	Corrélation de résultats expérimentaux de transfert de masse.
Beek, 1962	$Nu_p = 0,203 \cdot Pr^{1/3} \cdot Re^{1/3} + 0,220 \cdot Pr^{0,4} \cdot Re^{0,8}$ $Nu_p = 2,58 \cdot Pr^{1/3} \cdot Re^{1/3} + 0,094 \cdot Pr^{0,4} \cdot Re^{0,8}$	<ul style="list-style-type: none"> Lit de sphéroïdes $Re > 40$ Lits de solides assimilables à des cylindres $Re > 40$ 	Adaptation de corrélations d'échange thermique entre le fluide et les solides à la zone pariétale.
Kunii et Suzuki, 1968	$Nu_p = \frac{0,06}{\varepsilon_p^2} \cdot Pr^{1/3} \cdot Re^{0,75}$ avec $\varepsilon_p^2 = 0,5$ pour les lits de sphères (Dixon, 1968)	<ul style="list-style-type: none"> Lit de sphères $Re > 100$ 	Corrélation de résultats expérimentaux de transfert de masse.
Dixon, DiCostanzo et Soucy, 1984	$Nu_p = \left[1 - 1,5 \cdot \left(\frac{D_c}{D_t} \right)^{1,5} \right] \cdot Pr^{1/3} \cdot Re^{0,59}$	<ul style="list-style-type: none"> $3,0 < D_c/D_t < 12$ 	Corrélation de résultats expérimentaux de transfert de masse.
Tsotsas et Schlünder, 1990	$Nu_p = \left(1,75 \cdot \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon^3} \cdot Re \right)^{0,5}$	<ul style="list-style-type: none"> Caloporteur gazeux Nombre de Péclet « élevé » 	Calcul de la couche limite thermique supposée équivalente à la couche limite dynamique.

TABLE 25 – Corrélations du coefficient d'échanges à la paroi, extrait de [66]

Annexe B : Influence du rayonnement en fonction de la température

Différentes simulations ont été réalisées sur l'Eco-Stock[®] afin d'évaluer l'impact du terme radiatif ajouté à la conductivité effective du modèle. 4 simulations à 600°C, 800°C, 1000°C, 1200°C et 1400°C ont été effectuées. L'énergie de décharge des différentes simulations est comparée à l'énergie de décharge du modèle sans terme radiatif. La variation d'énergie déchargée est représenté sur la figure 124.

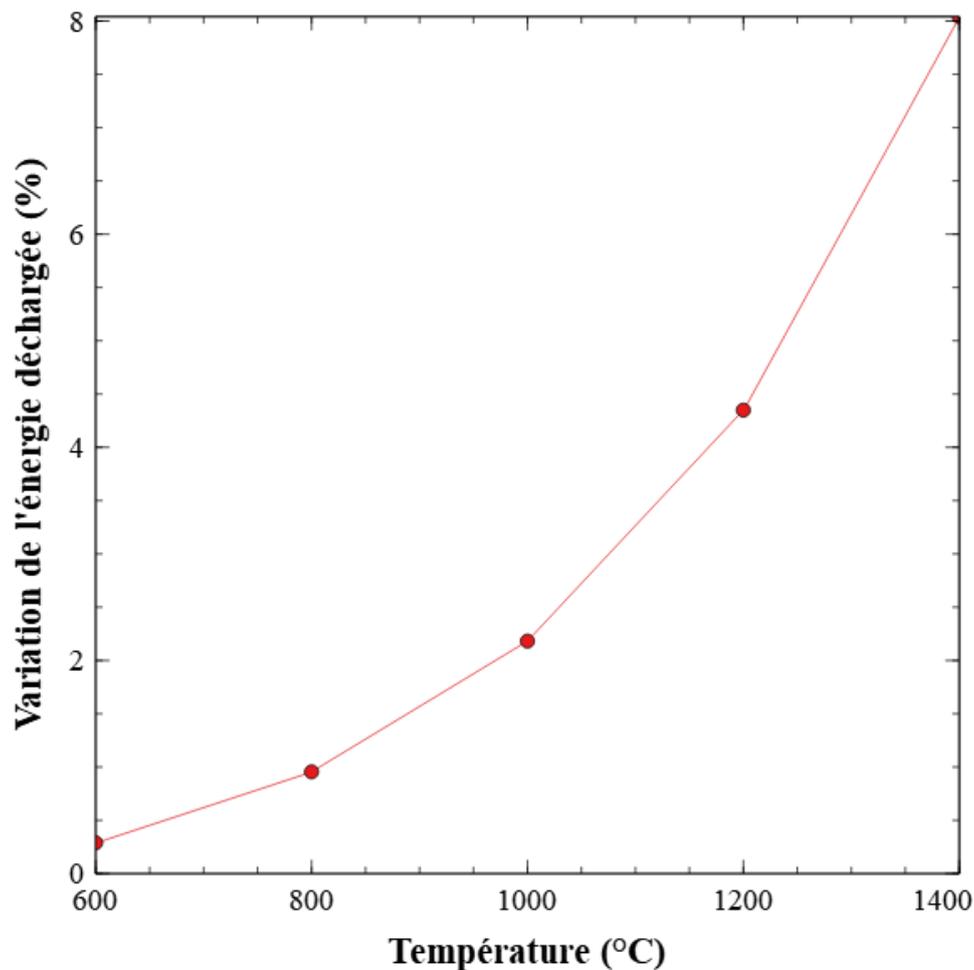


FIGURE 124 – Variation de l'énergie déchargée avec rayonnement par rapport au modèle sans rayonnement

Une variation de 0,3% est noté pour une température de 600°C, le rayonnement contribue donc très peu en dessous de cette température. En revanche, 1% de variation est noté pour une température de 800°C, ce qui commence à être significatif. A partir de cette température, il convient donc d'ajouter le terme de contribution du rayonnement à la conductivité effective.

Annexe C : Répétabilité de la charge du stockage

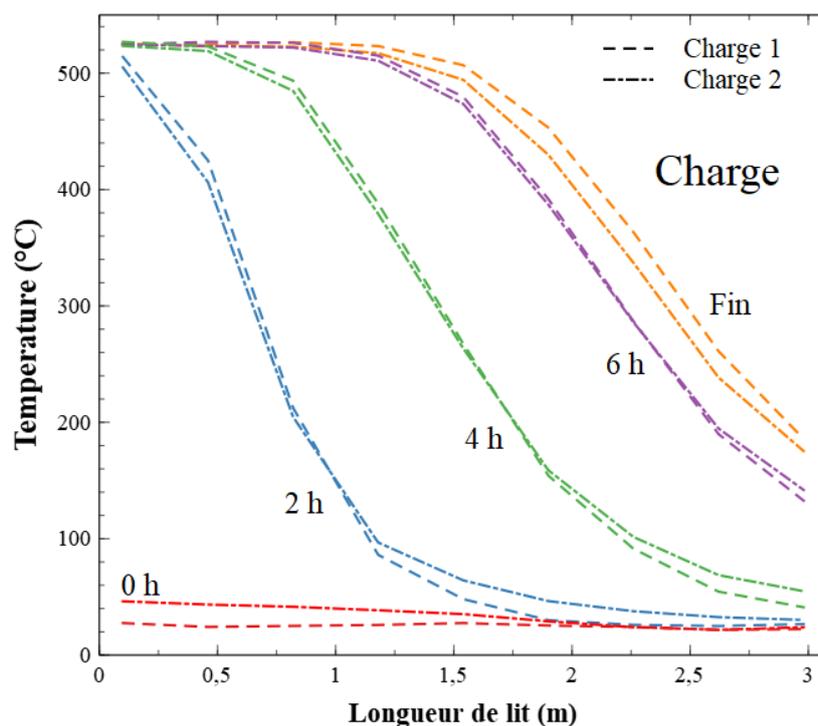


TABLE 26 – Répétabilité de la charge référence (température de charge 525°C, débit 0,58 kg.s⁻¹)

Annexe D : Mécanisme d'équilibrage du réseau RTE

La bourse EPEX SPOT permet de réguler l'offre et la demande, mais cela ne suffit pas toujours à équilibrer le réseau. Il existe différents mécanismes d'équilibrage du réseau de secours que possède Réseau Transport Electricité (RTE).

Le premier mécanisme est le mécanisme de capacité. Il s'agit de centrales de production électrique pilotables, comme les centrales charbon, gaz ou biomasse. Ces centrales ont un contrat avec RTE, pour être à disposition de RTE 20 jours par an. Ces 20 jours par an sont indiqués chaque année. Lors de ces dates, la centrale doit être à l'arrêt, afin de pouvoir démarrer sa production en cas d'appel de RTE. En échange de ce service, RTE rémunère l'installation généralement à hauteur d'environ 10 000€/MW/an. Les autres jours de l'année, la centrale est libre de se positionner sur de l'arbitrage réseau et de vendre l'électricité qu'elle produit sur EPEX SPOT. La rémunération que RTE fournit permet à ce type de centrales de garder une certaine viabilité, même si celles-ci ne fonctionnent que quelques centaines d'heures sur l'année. Cette rémunération est versée même si la centrale n'est pas sollicitée. Le mécanisme de capacité permet ainsi d'être la première barrière lors de tensions sur le réseau.

Un deuxième mécanisme est l'effacement du réseau. Les contrats d'effacement sont négociés entre les gros consommateurs d'électricité (industrie de l'aluminium par exemple, avec des consommations de plusieurs dizaines, voire centaines de mégawatts) et RTE. De même que pour le mécanisme de capacité, l'industriel s'engage pendant 20 jours de

l'année à pouvoir s'abstenir de consommer de l'électricité. En cas d'appel de RTE, l'industriel doit couper sa consommation. Une rémunération est versée par RTE en échange de ce service, de qui permet de compenser en partie les pertes liées à l'arrêt de production.

Le stockage pourrait à l'avenir se positionner sur ce type de service, afin d'accroître la rentabilité économique des installations. Le stockage se positionnant comme un service rendu à l'utilisateur mais aussi au réseau, il conviendrait de le positionner et de le rémunérer comme tel. Les montants exacts ne sont pas connus pour chaque type de service. Ainsi, il convient de faire des hypothèses dans les scénarios économiques (positionnement ou non sur tel et tel type de service), afin d'établir l'importance de ce type de mécanisme dans la rentabilité de l'installation.

Il existe aussi des mécanismes pour la stabilisation du réseau, mais ce type de service est peu pertinent pour le stockage thermique, car les échelles de temps ne sont pas compatibles. Le temps de réaction attendu est de l'ordre de la milliseconde, contre plusieurs minutes voire dizaines de minutes pour le stockage thermique.

Annexe E : Etude de sensibilité du modèle SIMSCAPE

Sensibilité au pas de temps maximum

Lors de la paramétrisation du solveur, il est possible d'inscrire un pas de temps maximum. Trois pas de temps différents ont été testés sur le modèle min-max. Le premier est fixé à deux secondes, ce qui est le cas de validation. Les autres pas de temps maximum testés sont 60 secondes et 1000 secondes, ce dernier étant défini par le mode automatique. Le logiciel réalise en effet une analyse automatisée du pas de temps en fonction de l'avancement de la simulation.

Les profils de fin de charge et de fin de décharge sont tracés sur la figure 125. Les profils de fin de charge et de fin de décharge sont superposés pour les trois pas de temps maxima. Le pas de temps maximum indiqué au solveur n'a donc pas d'influence sur la résolution des équations du stockage. Il semble alors que le solveur veille à la convergence des équations peu importe le pas de temps maximum. Le critère du pas de temps peut donc être laissé en mode automatique pour le reste de l'étude.

Il peut être noté qu'il s'agit uniquement du pas de temps maximum et non du pas de temps de résolution. En effet, lorsque le système présente des variations de conditions opératoires, suite à une régulation PID avec un fort gain par exemple, le pas de temps est automatiquement réduit par le solveur, et le pas de temps maximum indiqué n'est parfois jamais atteint.

Sensibilité au pas d'espace

Une approche pour réduire davantage le temps de calcul pourrait être de réduire le nombre de discrétisations spatiales du modèle. Cent mailles ont été choisies par Hoffmann et al. [46] sur un modèle similaire à l'issue d'une étude paramétrique réalisée entre 40 et 4000 mailles. Les profils de fin de charge et de fin de décharge sont tracés sur la figure 126, pour 50, 100 et 200 mailles.

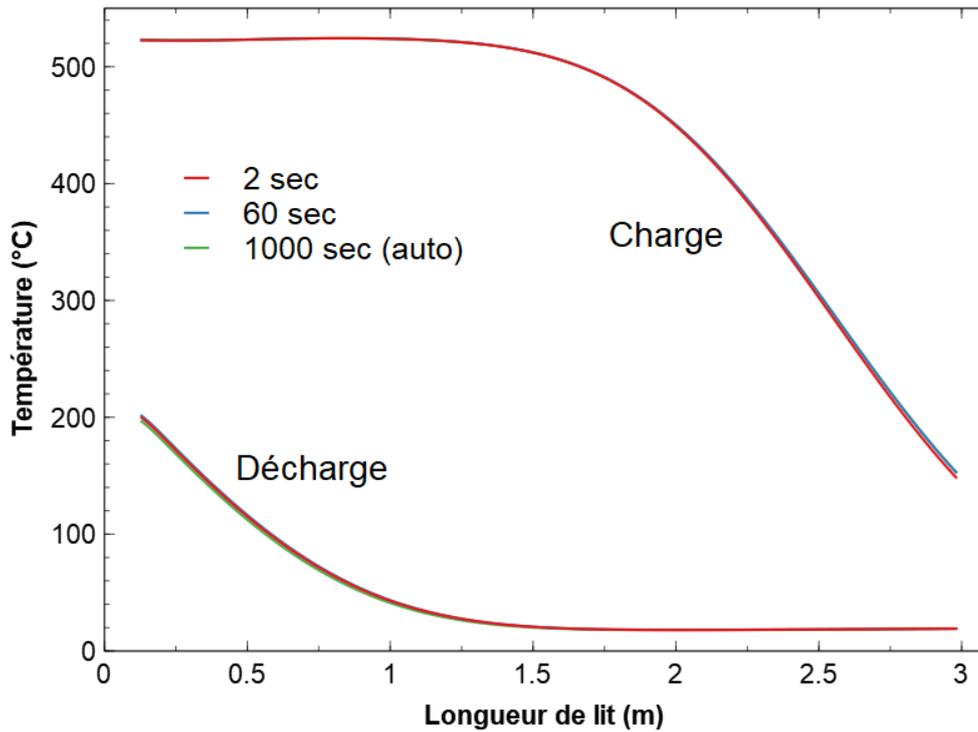


FIGURE 125 – Profils de charge et de décharge de la sensibilité au pas de temps maximum

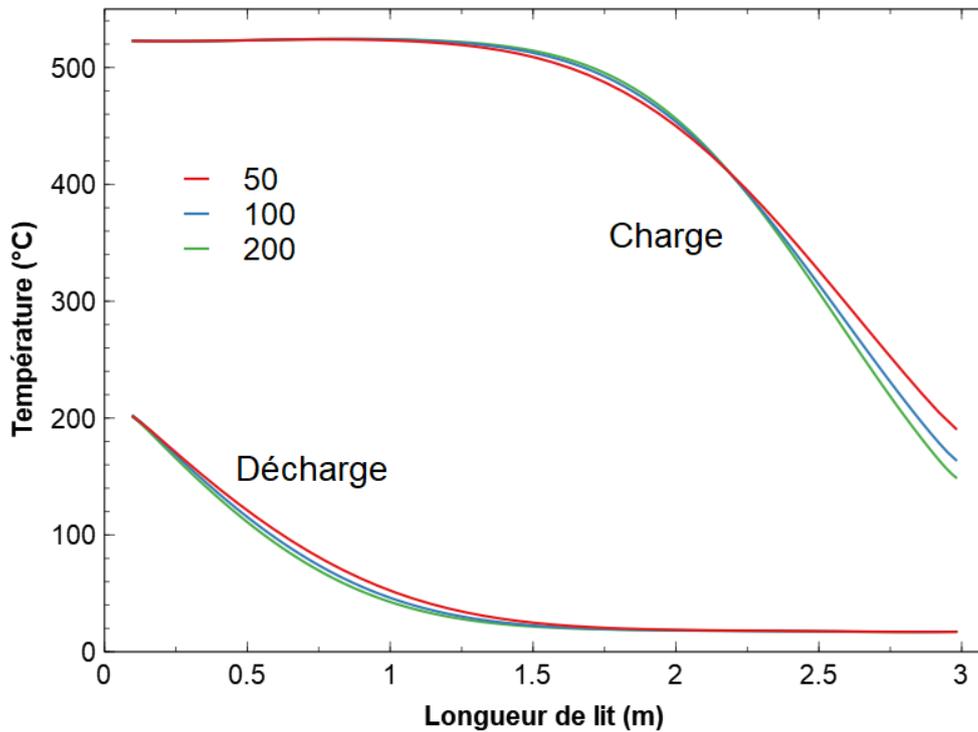


FIGURE 126 – Profils de charge et de décharge de la sensibilité au nombre de maille spatiale

Une différence de stratification est visible sur les profils de charge et de décharge pour chaque maillage. Le maillage à 50 discrétisations indique une stratification plus faible. Réduire le nombre de mailles spatiales pourrait alors avoir une influence sur la précision de modélisation des performances du stockage. En revanche, augmenter le nombre de

mailles ne semble pas avoir d'intérêt. La stratification thermique est quasi-identique, et seul un écart de quelques degrés est visible au niveau de la température seuil de charge. Le nombre de maille est donc maintenu à 100 pour le reste de l'étude.

Les modèles min-max et var moy ont été validés et sont donc susceptibles d'être utilisés pour l'intégration du stockage à des procédés.

Annexe F : Filtrés RC et filtres passe-bas

Un filtre passe-bas est constitué d'un condensateur et d'une résistance, illustré sur la figure 127.

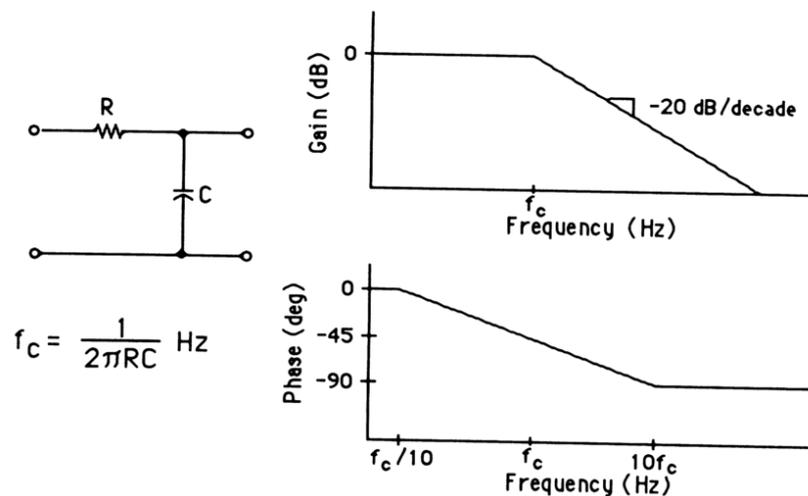


FIGURE 127 – Représentation électrique d'un filtre passe-bas

Le but de ce montage est de filtrer le signal sur une gamme de fréquences supérieures à la fréquence caractéristique du filtre. L'un des diagrammes usuels pour représenter le comportement d'un filtre RC (pour résistance-condensateur) est le diagramme de Bode. Celui-ci permet de synthétiser l'ensemble des réponses possibles du filtre. Pour le tracer, on applique une tension sinusoïdale en entrée du composant. La tension de sortie du filtre est alors une autre sinusoïde, caractérisée par une amplitude de tension et un éventuel déphasage par rapport à la tension d'entrée. Il est alors possible de tracer la réponse en amplitude et en déphasage pour chaque fréquence de la tension sinusoïdale d'entrée. Le gain du filtre en décibels est défini par :

$$Gain(dB) = 20 \log \left(\frac{V_{\text{entre}}}{V_{\text{sortie}}} \right) \quad (112)$$

V représentant la tension en volt. Sur la figure 127, le filtre possède deux comportements en fonction de la fréquence à laquelle il est sollicité, séparé par sa fréquence caractéristique, dépendant des propriétés de la résistance et du condensateur. En-dessous de cette fréquence, le gain du filtre est de 0, c'est à dire que la tension de sortie est égale à la tension d'entrée. Au dessus de cette fréquence, le signal est filtré suivant une pente de -20 dB. Le filtre est appelé passe-bas car à basse fréquence, le filtre laisse passer le signal. De même, le déphasage dépend de la fréquence caractéristique. Il est de 0° pour les basses fréquences, atteint 45° pour la fréquence caractéristique, et atteint 90° pour les

hautes fréquences.

L'avantage de cette représentation est qu'elle permet de représenter l'ensemble des réponses du filtre à une sollicitation sinusoïdale. Ainsi, même lorsque la tension de sollicitation est quelconque, la théorie de Fourier permet de décomposer ce signal temporel en un espace fréquentiel afin de simplifier sa résolution. Le signal temporel est alors défini comme une superposition de sinusoides, définies par des fréquences caractéristiques. Une fois ces fréquences caractéristiques identifiées, leur réponse est connue par le diagramme de Bode, qui est un outil de l'espace fréquentiel. Une étape supplémentaire permet de transformer les réponses de l'espace fréquentiel en réponse temporelle.

Le filtre RC, qui est simple diviseur de tension, peut être représenté sous la forme d'une fonction de transfert

$$H(jw) = \frac{V_s}{V_e} = \frac{1}{jRCw + 1} \quad (113)$$

R représentant résistance, C la capacité du condensateur et w la fréquence d'oscillation. Pour des raisons de simplicités, les variables sont transformées en variables "p" de Laplace :

$$H(p) = \frac{1}{\tau p + 1} \quad (114)$$

τ étant la fréquence caractéristique.

Annexe G : Validation du modèle advecto-convectif

Une étape de validation du modèle simplifié s'impose afin de vérifier si le modèle simplifié est jugé suffisamment proche du modèle complet. Cette validation se fait à l'aide des profils de température sur la charge de référence de l'Eco-Stock[®] à 525°C. Les données expérimentales, du modèle complet et du modèle réduit sont présentées sur la figure 128.

Les trois profils de température présentent un écart inférieur à 20°C, soit moins de 4% d'erreur, ce qui indique que le modèle advecto-convectif permet de modéliser correctement le stockage. En fin de charge, la stratification du modèle réduit est légèrement plus marquée. Ceci peut s'expliquer par le fait que la diffusion liée à la conduction a été négligée dans le modèle.

Il est étonnant que les modèles soient si proches, puisque le modèle réduit ne possède pas de propriétés thermiques variables. Le modèle advecto-convectif pourrait se relever moins fiable sur d'autres essais.

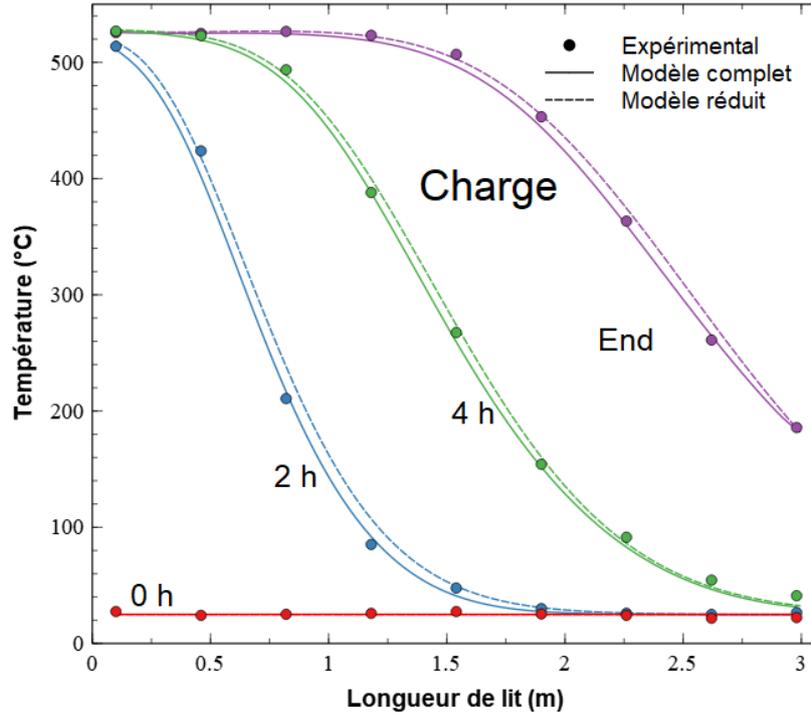


FIGURE 128 – Comparaison des modèles complet et advecto-convectif sur la charge de référence de l'Eco-Stock

Annexe H : Caractéristiques des composants Simscape

Les réservoirs sont supposés infinis à pression ambiante. La température du réservoir amont est variable et choisie comme étant égale à la température de sortie du canon à air chaud. Ce composant ne possède qu'un seul port. Le gaz entre et sort du port à la pression atmosphérique, mais sa température est déterminée par le sens d'écoulement. Si le fluide sort du réservoir, sa température est celle définie par le réservoir. Si le fluide entre dans le réservoir, sa température est imposée par le procédé amont. La température du réservoir peut varier en fonction du temps.

Le ventilateur représente une source idéale d'énergie mécanique. La source est supposée isentropique, et l'équation d'énergie le définissant est :

$$\Phi_{work} = -\dot{m}_A(H_A + \frac{u_A^2}{2}) - \dot{m}_B(H_B + \frac{u_B^2}{2}) \quad (115)$$

Les débits de charge et décharge ainsi que les paramètres du stockage sont identiques au chapitre précédent.

Le canon à air chaud est modélisé par une conduite d'un volume fixe échangeant de la chaleur par convection avec sa paroi. Son équation de conservation de la masse est :

$$\frac{\partial M}{\partial P_I} \frac{dP}{dt} + \frac{\partial M}{\partial T} \frac{dT_I}{dt} = \dot{m}_A + \dot{m}_B \quad (116)$$

I étant le noeud interne du composant. C'est à dire que la conservation de la masse dépend de la dynamique de la pression et de la température au sein de la conduite. Son équation

de conservation d'énergie est

$$\frac{\partial U}{\partial P} \frac{dP}{dt} + \frac{\partial U}{\partial T} \frac{dT}{dt} = \Phi_A + \Phi_B + \Phi_N \quad (117)$$

Φ_N étant le port d'échange thermique entre le composant et l'extérieur. L'énergie interne de la conduite dépend alors de la dynamique de la pression, de la température mais aussi de l'apport de chaleur convectif.

La température de sortie du canon à air chaud est contrôlée par un contrôleur PI, relié à un fichier fixant les consignes de température. Le contrôleur PI est borné à une limite inférieure de 0, ce qui signifie que le contrôleur ne peut qu'apporter de la chaleur au système et en aucun cas en soustraire.

La conservation du moment pour chaque demi-noeud AI et IB permet de tenir compte de la variation de pression suite à la différence de moment et aux termes visqueux.

$$P_A - P_I = \left(\frac{\dot{m}_A}{S}\right)^2 \left(\frac{1}{\rho_I} - \frac{1}{\rho_A}\right) + \Delta P_{AI} \quad (118)$$

$$P_B - P_I = \left(\frac{\dot{m}_B}{S}\right)^2 \left(\frac{1}{\rho_I} - \frac{1}{\rho_B}\right) + \Delta P_{BI} \quad (119)$$

S étant la section transversale de la conduite.

Les équations de conservation de la masse et d'énergie sont les suivantes :

$$\dot{m}_A + \dot{m}_B = 0 \quad (120)$$

$$\dot{\Phi}_A + \dot{\Phi}_B = \dot{m}_A(H_A - H_B) \quad (121)$$

Les vannes sont pilotées en mode "tout ou rien" grâce à une consigne qui indique une section de passage proche de 0 lorsque la vanne stoppe le fluide et proche de la section de la conduite lorsque la vanne le laisse circuler.

Communications scientifiques liées à la thèse

Article scientifique dans un journal international

Aubin Touzo, Régis Olives, Guilhem Dejean, Doan Pham Minh, Mouna El Hafi, Jean-François Hoffmann, Xavier Py. Experimental and numerical analysis of a packed-bed thermal energy storage system designed to recover high temperature waste heat : an industrial scale up, *J.Energy Storage*, vol. 32, no. September, p. 101894, 2020

Chapitre de livre

Aubin Touzo, Quentin Falcoz. Chapitre 8 : Stockage thermique, dans « Le solaire à concentration, sciences, technologies et applications », Gilles Flamant, ed. ISTE, 2021

Communications

Régis Olivès, **Aubin Touzo**. Modélisation analytique d'un stockage thermocline pour la récupération de chaleur fatale ou pour centrale solaire à concentration, SFT, 2021

Aubin Touzo, Regis Olives, Guilhem Dejean, Doan Pham Minh, Mouna El Hafi, Xavier Py. Influence of Solar Heat Sources on Packed Bed TES Performances, *SolarPaces* 2020

Aubin Touzo, Régis Olives, Guilhem Dejean, Doan Pham Minh, Mouna El Hafi, Xavier Py. Eco-Stock® - Solution de stockage de la chaleur compétitive : Etude de la robustesse, SFT 2020

Gautier Rémi, Dbouk Talib, **Aubin Touzo**, Dejean Guilhem, Bougeard Daniel. Optimisation d'un système de stockage de chaleur modulaire par simulations numériques CFD, SFGP 2019

Résumé

Le principal obstacle à la valorisation de chaleur fatale industrielle et au développement des énergies renouvelables est un éventail très réduit de solutions de stockage, permettant de pallier le déphasage entre production et consommation. Cette thèse propose l'intégration à ces procédés énergétiques d'un stockage thermocline couplé à des convertisseurs (power to heat, heat to power) afin d'améliorer et de diversifier les services énergétiques rendus, et ainsi favoriser l'essor d'une solution de stockage robuste et à bas coût. Mêlant un fort intérêt à la fois académique et industriel (TRL 8 à 9), une campagne expérimentale a été menée sur l'Eco-Stock, première unité industrielle développée par Eco-Tech Ceram (start-up issue de PROMES). Cette unité échelle 1 possède une géométrie horizontale atypique, favorisant son intégration industrielle. La campagne expérimentale a ainsi permis de valider les performances du 1er stockage thermocline développé pour la valorisation de chaleur industrielle. D'autres essais d'intérêt académique ont également pu être menés sur le stockage lors de conditions de fonctionnement dégradées (variation de température, débit, stand-by) afin d'évaluer la robustesse de la technologie à échelle industrielle. Les limites de la conception et de l'utilisation de cette solution de stockage ont aussi été identifiées. L'ensemble de ces essais a permis la validation d'un modèle numérique complet, ainsi que le développement de modèles réduits permettant de faciliter le dimensionnement du stockage et son optimisation. Le stockage thermique couplé à des convertisseurs peut être une technologie clef pour diversifier certains services liés au réseau électrique, comme la conversion de surproduction d'électricité renouvelable en chaleur haute température (power to heat), ou la conversion de chaleur fatale en électricité (heat to power). Pour chaque type de service rendu, un cas réel provenant de gisements industriels est proposé afin de réaliser une étude technique, mettant en avant les contraintes propres au dimensionnement ou au pilotage du stockage et des convertisseurs. L'ensemble de ces études techniques aboutit à une mise en perspective économique afin d'évaluer la viabilité de ces procédés dans une démarche de développement durable. La pertinence de l'intégration d'un stockage à un réseau multi-énergie est ainsi mise en évidence.

Summary

The main obstacle to waste heat recovery and to the development of renewable energies is a lack of storage solutions, which enable to solve the mismatch between production and consumption of energy. This PhD offers to integrate a thermocline thermal storage coupled with energy converter (heat to power, power to heat) to those energy processes to order to improve and diversify the range of energy services available, and therefore enhance the expansion of a robust and low cost solution. Mixing both academic and industrial interest (TRL 8 to 9), an experimental campaign has been led on the Eco-Stock, the first industrial unit developed by Eco-Tech Ceram (Startup originating from CNRS PROMES). This scale 1 unit has an original horizontal geometry, favoring an industrial plug and play system. This experimental campaign enabled to validate the performances of the first thermocline storage developed for waste heat recovery. Other tests of academic interest were also carried out with degraded operating conditions (temperature and flowrate variations, stand-by periods) to assess the robustness of the technology to an industrial level. The limits of the storage regarding conception and usage were also identified. All these experimental tests enable to validate a comprehensive numerical model, but also reduced models to facilitate the storage sizing and optimization. Thermal storage coupled with energy converters can be a key technology to diversify energy services regarding electricity network, such as the conversion of electricity over production from renewable to high temperature heat (power to heat), or the conversion of waste heat to electricity (heat to power). For each service, an industrial case is proposed to carry a technical study out, to showcase the sizing or operating constraints regarding the storage. These studies result in an economic perspective to assess the viability of those processes into a sustainable growth. The storage integration relevance to an multi energy network is highlighted.