



**HAL**  
open science

# Modélisation et caractérisation expérimentale d'une boucle solaire cylindro-parabolique intégrant un stockage de type thermocline

Thomas Fasquelle

► **To cite this version:**

Thomas Fasquelle. Modélisation et caractérisation expérimentale d'une boucle solaire cylindro-parabolique intégrant un stockage de type thermocline. Autre. Université de Perpignan, 2017. Français. NNT : 2017PERP0040 . tel-01697915

**HAL Id: tel-01697915**

**<https://theses.hal.science/tel-01697915>**

Submitted on 31 Jan 2018

**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 : Sciences de l'Ingénieur -  
Énergétique et Génie des Procédés

Présentée par **Thomas FASQUELLE**

**MODELISATION ET CARACTERISATION  
EXPERIMENTALE D'UNE BOUCLE SOLAIRE  
CYLINDRO-PARABOLIQUE INTEGRANT UN  
STOCKAGE DE TYPE THERMOCLINE**

Soutenue le 10 novembre 2017 devant le jury composé de

M. Jean-Jacques BÉZIAN, Ingénieur de recherche, CNRS-RAPSODEE	Rapporteur
M. Jérôme BLANC, Ingénieur R&D, Arkema	Invité
M. Nicolas CALVET, Maître de conférences, Masdar Institute	Examineur
M. Manuel COLLARES-PEREIRA, Professeur, Université d'Évora	Rapporteur
M. Quentin FALCOZ, Maître de conférences, UPVD, PROMES-CNRS	Directeur de thèse
M. Gilles FLAMANT, Directeur de recherche, PROMES-CNRS	Examineur
M. Pierre NEVEU, Professeur, UPVD, PROMES-CNRS	Directeur de thèse
M. Benoît STUTZ, Professeur, Université Savoie-Mont-Blanc	Président du Jury



# REMERCIEMENTS

---

En premier lieu, je remercie évidemment mes deux directeurs de thèse, puisqu'ils m'ont accompagné tout au long de cette épopée :

- Pierre NEVEU, directeur de thèse, je vous remercie de m'avoir accepté, de m'avoir suivi et conseillé avec rigueur scientifique, et de m'avoir aidé dans la conception des systèmes de Gibbs et dans les évaluations exergetiques ;
- Quentin FALCOZ, co-directeur de thèse, je vous remercie pour tous ces bons conseils, ces remarques pertinentes et ces bonnes idées qui ont fait de ce manuscrit ce qu'il est devenu.

Je voudrais également remercier les membres du jury de ma thèse, qui ont accepté de venir m'écouter, de me conseiller, et d'apposer un regard critique sur ce travail effectué :

- M. Jean-Jacques BÉZIAN, rapporteur ;
- M. Manuel COLLARES-PEREIRA, rapporteur ;
- M. Benoît STUTZ, examinateur et président du jury ;
- M. Gilles FLAMANT, examinateur, mais aussi encadrant non officiel de thèse ;
- M. Nicolas CALVET, examinateur ;
- M. Jérôme BLANC, invité.

Mais le travail présenté dans ce manuscrit n'aurait pas été possible sans :

- Nicolas BOULLET : tu as géré le projet de construction de la centrale, mais tu m'as surtout guidé et conseillé sur de nombreux points, autant techniques qu'humains. En ce sens, tu as pour moi un titre honorifique de co-encadrant de thèse ;
- Florent LECAT : opérateur de la centrale, nous avons grandement collaboré. Nous ne nous sommes jamais vraiment liés d'amitié et notre relation a presque été exclusivement professionnelle, mais cela ne m'a pas empêché d'humainement t'apprécier (et d'avoir de très gros fous rires, ce qui ne m'arrive normalement pas très souvent). Et professionnellement, si j'avais le pouvoir ou la reconnaissance de recommander une personne, ce serait toi.

Je voudrais également remercier Cédric CAZORLA, que j'ai pris en stage pendant un mois pour lui rendre service, mais qui a fait un travail remarquable de développement de macros excel pour traiter les données de la centrale et d'un logiciel Matlab de modélisation simplifiée de la thermocline. Tu as pour moi la grande capacité de l'ingénieur qui est de trouver les informations qui te manquent et d'apprendre rapidement dans les domaines inconnus.

Merci aussi à Thibaut ESENCE avec qui j'ai démarré une collaboration CNRS-CEA (nom de code : « destruction du rideau de fer ») et qui a mené à des résultats très intéressants. J'espère que nous continuerons à nous côtoyer à l'avenir.

Je tiens également à remercier mes correcteurs et relecteurs : Pierre NEVEU, Quentin FALCOZ, Maxime BEDEZ et Jean-François HOFFMANN.

Jean-François HOFFMANN, mes derniers remerciements professionnels te sont consacrés. Dans ton manuscrit de thèse tu as écrit que ta thèse n'aurait pas eu la même saveur sans moi. Rien de toute ma thèse n'aurait existé sans toi. Tu as su me convaincre de venir faire un stage en laboratoire, puis de faire une thèse. Nous avons collaboré tout du long ensemble, et avons tellement passé de temps au téléphone pour parler boulot que ça en a inquiété nos femmes. Ca a toujours été et ce sera toujours un grand plaisir de travailler ensemble (même en cas de recherches de fuite d'air), et j'ai hâte que ça puisse être le cas.

Mais la vie de thèse n'est pas qu'une affaire de recherche scientifique et de travail. C'est un tout, car c'est encore la vie étudiante mais avec un salaire, mais surtout c'est une période où travail et vie personnelle sont si intimement mélangés et liés qu'il est difficile de les distinguer.

Mes remerciements vont donc également à Clémence ROBINEAU. Tu as été à mes côtés pendant 5 ans, dont deux années de thèse dans un lieu qui ne te plaisait pas, et tu as su me motiver, me reconforter et m'apporter du bonheur durant toute cette période. Même si nos chemins se sont séparés, je te remercie pour ce petit bout de vie partagée.

S'il y a une chose au laboratoire PROMES-CNRS de Font-Romeu qui m'a tout de suite plu et qui a rendu ma vie agréable, c'est bien la cantine :

- je remercie donc en premier lieu Renée LESTRADE, Didier RIVES et Jean-Pascal PERNEL pour ces plats gourmands. Enfin... surtout pour le rab !
- mais je remercie également ma table habituelle, qui a beaucoup contribué à mon bonheur sur place, avec en particulier Alexis VOSSIER, Yasmine LALAU, Corinne MOULET et Yann VOLUT. Je n'oublierai jamais les paris qui m'ont fait engloutir 26 crêpes ou une saucière de harissa.

Je voudrais également remercier le club de brassage, avec qui on a bien ri : Laurent LESTRADE, Alexis VOSSIER, Laurent THOMAS, Olivier BERTELOT, Jean-Marc PERRIN, Jean-Louis SANS, Didier RIVES, Yasmine LALAU, Michaël TESSONEAUD. Le breuvage était bon, car l'équipe était soudée (notamment lorsqu'il a fallu m'aider à rembourser Florent 7,5 € avec des pièces de 1 et 2 centimes).

Je voudrais également remercier ces collègues thésards avec qui j'ai tissé des liens forts et avec qui on a pu parler de nos problèmes personnels et professionnels de façon simple, notamment Alexis PUBILL et Elie NADAL.

Je voudrais également remercier mes collègues de loisirs :

- Anastasiya BADZIAKA, Jack HOENIGES, Benjamin GRANGE et surtout Johann COLAS, je n'oublierai jamais Barcelone, le palet (sauf quand y'a pas de palet), les fléchettes et tous les autres jeux d'adresse que je ne peux nommer ici.
- Hadrien BENOIT, Inma PEREZ, Renée LESTRADE, Laurent LESTRADE, Didier BRUNO, Myriam RIVES, Corinne MOULET, Franck MARTIN, Yasmine LALAU, Jean-Louis SANS, Christelle FERRIERE et surtout Alexis VOSSIER, merci pour ces si nombreux repas copieux et bien accompagnés.

Sans compter mes partenaires préférés de squash Benjamin GRANGE et Quentin CHAPELIER. J'ai des progrès à faire, un jour je vous dominerai 😊.

Je tiens également à remercier tous mes autres amis, que je suis régulièrement aller voir durant chaque week-end de cette énorme période de ma vie : Romain BERGÉS, Vivien KHALDI, Jessie HOYEZ, Jean-François HOFFMANN, Sarah HOFFMANN, Maxime BEDEZ, Hélène KITLASZ, THOMAS LECOCQ, Marion CHATARD et Marion LECOCQ (ben oui j'vous ai connues toutes les deux durant ma thèse), Clément MARQUE, Mathilde SIBEAUD, Florent TAIX, Laura ROBERT, Lauren NEVEU, Lucas BÉRENGER.

Mais aussi mes amis sur place, en dehors de ceux rencontrés au four solaire : Thomas GUILLEMOT (qui a fortement contribué à la folie et à la qualité de ma vie de dernière année), Florian MESSIER, Anne-Fleur GASTON, Franck MARTIN (merci pour la régale).

Et enfin et évidemment, je remercie ma famille proche : Pascale DEBOMY, Pauline FASQUELLE, Olivier FASQUELLE, Éric FASQUELLE. Nul besoin de détails pour vous, votre contribution est évidente et inestimable.

# SOMMAIRE

---

<b>Introduction générale</b> .....	<b>1</b>
<b>Chapitre I – État de l’art et présentation de la centrale MicroSol-R</b> .....	<b>3</b>
I.1. Généralités sur les centrales solaires thermodynamiques .....	3
I.2. Le stockage thermocline.....	13
I.3. La centrale MicroSol-R.....	29
I.4. Problématique du travail de thèse .....	35
<b>Chapitre II – Étude des performances générales du stockage thermocline de MicroSol-R</b> .....	<b>37</b>
II.1. Compatibilité entre le fluide de transfert et les matériaux de stockage solides <sup>1</sup> .....	37
II.2. Étude expérimentale et numérique d’un stockage thermocline .....	53
II.3. Conclusion du chapitre .....	91
<b>Chapitre III – Collecteurs cylindro-paraboliques et générateur de vapeur</b> .....	<b>93</b>
III.1. Collecteurs cylindro-paraboliques : modélisation, qualification <sup>1</sup> .....	93
III.2. Générateur de vapeur .....	124
III.3. Conclusion du chapitre .....	147
<b>Chapitre IV – Étude du comportement d’une cuve de type thermocline dans une centrale solaire à concentration</b> .....	<b>149</b>
IV.1. Étude dynamique de la thermocline de MicroSol-R et notion de seuil dynamique <sup>1</sup> .....	149
IV.2. Étude numérique d’une centrale solaire de taille industrielle (50 MW <sub>e</sub> ) incluant un stockage thermocline .....	165
IV.3. Conclusion du chapitre.....	195
<b>Conclusion générale</b> .....	<b>197</b>
<b>Références bibliographiques</b> .....	<b>202</b>
<b>Nomenclatures</b> .....	<b>214</b>
<b>Table des matières</b> .....	<b>217</b>
<b>Table des Figures</b> .....	<b>223</b>
<b>Table des Tableaux</b> .....	<b>230</b>
<b>Annexes</b> .....	<b>232</b>
<b>Communications scientifiques liées à la thèse</b> .....	<b>237</b>



## INTRODUCTION GENERALE

En 1990, le groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat (G.I.E.C.) publia sa première étude, nommée F.A.R. (*First Assessment Report*) [1], qui fut le tout premier consensus scientifique sur l'impact des activités humaines sur le climat. Le G.I.E.C. établit quatre scénarios différents en fonction des mesures prises par notre société pour réduire ses émissions de gaz à effet de serre (G.E.S.). Ils démontrèrent ainsi que si rien n'était fait pour réduire ces dernières, l'effet de serre entraînerait alors un réchauffement climatique irréversible et sans précédent.

Cette prise de conscience collective, additionnée à la raréfaction des ressources fossiles (Tableau 1, [2-4]) et aux problèmes liés à la sûreté nucléaire et à la gestion des déchets, entraîna alors un développement de technologies liées à la maîtrise énergétique (isolation des bâtiments, économies d'énergie) et à une production durable d'énergie avec les ressources renouvelables.

Ressource	Estimation des réserves
Charbon	130-150 ans
Pétrole	53 ans
Gaz	55 ans
Uranium	120 ans

**Tableau 1 : Estimation du temps restant avant épuisement des principales ressources énergétiques actuelles [2-4]**

Les énergies renouvelables sont très diverses : exploitation du vent (éolien), de la biomasse (chauffage au bois, méthanisation des déchets végétaux, carburants végétaux), de la chaleur de la Terre (géothermie), de l'eau (barrages, usines marémotrices et houlomotrices) et du soleil (solaire thermique ou photovoltaïque). Ces sources d'énergie étant inégalement réparties sur la planète [5], le choix d'une technologie dépend de critères géographiques, géopolitiques et bien sûr économiques. Globalement, nombreuses sont les études scientifiques sur l'intégration des énergies renouvelables qui concluent à un mix énergétique, c'est-à-dire à une utilisation simultanée de plusieurs technologies sur un même territoire [3, 6].

Pour des raisons de disponibilité de la ressource et de décroissance des prix, deux technologies se développent de manière exponentielle : l'éolien et le solaire photovoltaïque [7]. Toutefois, l'intégration de ces énergies fortement intermittentes sur les réseaux électriques n'est pas sans problématique. Plus la part de l'électricité produite sera renouvelable, et plus la nécessité de systèmes de stockage de l'énergie sera nécessaire pour éviter des défaillances du réseau [8]. Ce problème est encore plus important pour la création de nouveaux réseaux électriques, comme dans les pays en voie de développement ou les territoires insulaires.

La technologie dite du solaire à concentration (C.S.P. pour *Concentrated Solar Power*) possède l'avantage de pouvoir pallier la variabilité de la ressource solaire par un système de stockage thermique intégré. Il est ainsi théoriquement possible de produire de l'électricité ou de la chaleur de façon constante et continue [9]. Alors que la technologie du solaire photovoltaïque transforme directement les photons en courant électrique, le C.S.P. utilise des miroirs pour concentrer la lumière sur des petites surfaces afin de produire de la chaleur à haute température (entre 200 °C et jusqu'à plus de 1000 °C). Cette chaleur est ensuite utilisée dans un cycle thermodynamique pour produire de l'électricité.



Cette technologie possède donc plusieurs avantages :

- elle repose sur le principe maîtrisé des centrales thermiques conventionnelles (charbon, nucléaire), hormis le fait que la chaleur n'est pas apportée par un combustible fossile ou fissile, mais par une ressource renouvelable : le soleil ;
- la centrale peut être utilisée pour produire de la chaleur pour un site industriel, ou de l'électricité pour un réseau ;
- puisque la centrale produit en premier lieu de la chaleur, il est aisé de la stocker dans le but de lisser ou de décaler la production.

Toutefois, le C.S.P. possède des défauts majeurs limitant actuellement son expansion. Le plus conséquent est son prix : l'électricité produite possède un coût (L.C.O.E. pour *Levelized Cost Of Electricity*) aux alentours de  $100 \text{ €} \cdot \text{MWh}_e^{-1}$  (sans aides fiscales), contre environ  $44\text{-}70 \text{ €} \cdot \text{MWh}_e^{-1}$  pour les centrales à cycle combiné au gaz ou les centrales photovoltaïques [10, 11]. De plus, contrairement aux panneaux photovoltaïques qui sont modulaires (installations allant de quelques kilowatts à plusieurs centaines de mégawatts), il est quasiment indispensable de construire des centrales de grande taille pour rentabiliser la technologie C.S.P, ce qui induit des investissements très conséquents. Il est donc nécessaire de développer des solutions bon marché pour favoriser son essor. Les travaux de recherche concernant le C.S.P. portent donc sur la diminution des coûts et sur l'amélioration des performances.

Ce travail de thèse, financée par le Labex SOLSTICE, s'inscrit dans cette démarche : il vise à augmenter la connaissance d'une technologie de stockage thermique moins onéreuse que la technologie actuellement utilisée dans les centrales solaires à concentration : le stockage thermocline. Il s'organise en huit parties, regroupées elles-mêmes en quatre chapitres.

Le premier chapitre de ce manuscrit est une introduction permettant de situer le contexte de cette étude. La première partie de ce chapitre a pour objectif de décrire l'état de l'art existant en termes de technologies de concentration et de stockage de l'énergie. La seconde partie est un descriptif de l'outil utilisé au cours de cette thèse : la centrale MicroSol-R, d'une puissance de  $150 \text{ kW}_{th}$ , construite sur le site d'Odeillo du laboratoire PROMES-CNRS grâce au financement nommé Équipex SOCRATE.

Le second chapitre a pour sujet l'étude d'une cuve de stockage de l'énergie de type thermocline qui est partie intégrante de la centrale solaire à concentration pilote nommée MicroSol-R. La première sous-partie est une étude préliminaire portant sur les matériaux constituant la cuve. Elle a pour dessein de vérifier la bonne compatibilité entre le fluide circulant dans la cuve et les matériaux de stockage solides qui y sont entreposés. La seconde sous-partie traite des performances thermiques du système de stockage seul. Des expérimentations de référence sont ainsi effectuées (charge, décharge, *stand-by*), un modèle mathématique est validé, puis ce dernier est utilisé pour aller au-delà des limitations expérimentales du système réel.

Le troisième chapitre décrit l'étude effectuée sur les autres composants de la centrale, à savoir les collecteurs cylindro-paraboliques et le générateur de vapeur. La première sous-partie, traitant des collecteurs, vise à qualifier leur performance et à développer un modèle mathématique permettant de prédire ces dernières en régime transitoire. La seconde-partie vise la compréhension du fonctionnement du générateur de vapeur, et à sa modélisation semi-empirique.

Le quatrième et dernier chapitre de cette thèse traite du comportement général d'une centrale solaire cylindro-parabolique intégrant un stockage de type thermocline. La première sous-partie porte sur l'impact de la thermocline de la centrale solaire et sur la définition des seuils de température à respecter, tandis que la seconde est une étude numérique portant sur une centrale de taille industrielle.

# CHAPITRE I – ÉTAT DE L'ART ET PRÉSENTATION DE LA CENTRALE MICROSOL-R

---

La première partie de ce manuscrit a pour objectif de décrire l'état de l'art concernant la technologie du solaire à concentration, ainsi que du stockage associé. Les différentes technologies de concentration des rayons du soleil sont donc présentées. Puis les choix actuels en termes de fluide de transfert et de technologie de stockage sont expliqués. Enfin, les différentes alternatives au stockage conventionnel sont décrites. Le stockage thermocline, alternative choisie dans cette étude, est plus amplement détaillé dans une section propre. Ses principaux inconvénients sont expliqués, ainsi que les solutions actuellement proposées et envisagées pour pallier les problèmes induits.

## I.1. Généralités sur les centrales solaires thermodynamiques

Une centrale solaire à concentration est caractérisée par un ensemble d'éléments possédant chacun une fonction précise [12] :

- un système de collection des rayons du soleil et de concentration de ces derniers sur un élément absorbant ;
- un élément absorbant pour transformer l'énergie lumineuse en énergie thermique qui est récupérée par un fluide caloporteur ;
- un moyen de transport de l'énergie vers les utilisations (fluide caloporteur) que peuvent être le cycle thermodynamique, le stockage de l'énergie et/ou un procédé industriel ;
- un système de stockage de l'énergie (optionnel) pour lisser ou décaler la production d'énergie ;
- un cycle thermodynamique pour produire de l'électricité (si l'objectif est d'en produire) ;
- un appoint fossile (optionnel) pour compenser le manque ponctuel d'énergie solaire.

La plupart des centrales solaires à concentration actuellement en service possèdent des caractéristiques très similaires [13] :

- des collecteurs cylindro-paraboliques ;
- une puissance électrique de 50 MW ;
- un stockage de type double-cuve de 7,5 h ;
- de l'huile synthétique comme fluide de transfert de la boucle solaire ;
- des sels fondus comme fluide de stockage thermique ;
- une boucle eau/vapeur pour la production d'électricité.

Toutefois, certaines centrales reposent sur d'autres technologies de concentration et de stockage qu'il convient de décrire.

### I.1.1. Les différents types de centrales solaires thermodynamiques

Les centrales solaires à concentration se distinguent en quatre technologies (Figure 1), selon leur type de concentration (ponctuelle ou linéaire) et la mobilité de leurs récepteurs (mobiles ou fixes) : les centrales à tour, les collecteurs linéaires de Fresnel, les collecteurs paraboliques dits Dish-Stirling et les collecteurs cylindro-paraboliques [14].

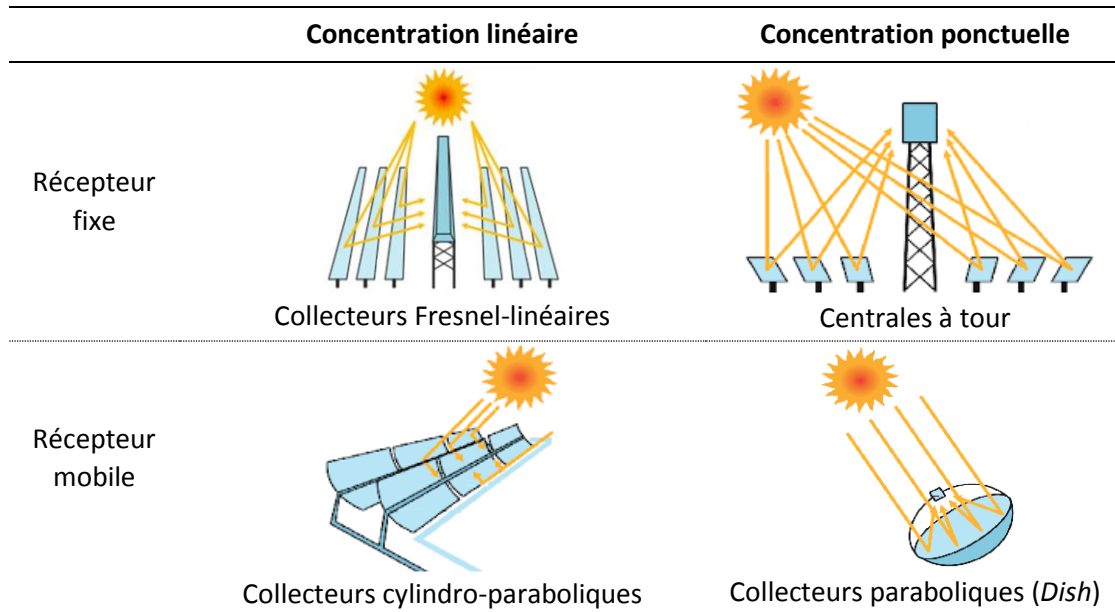


Figure 1 : Les quatre types de concentration possibles dans les centrales solaires thermodynamiques [15]

L'objectif d'un système concentrateur est, comme son nom l'indique, de concentrer les rayons du soleil d'une surface relativement grande (miroirs) vers une surface plus petite (récepteur).

Le facteur de concentration géométrique correspond au rapport entre la surface totale de collecte des miroirs, et la surface de réception des rayons concentrés (Équation 1).

$$F_C = \frac{A_{coll}}{A_{rec}} \tag{Équation 1}$$

Plus le facteur de concentration est élevé, plus la densité de flux impactant le récepteur est élevée, et donc plus la température atteinte du récepteur  $T_r$  peut être élevée. Une température élevée permet d'atteindre des rendements thermodynamiques théoriques (rendement de Carnot, Équation 2) plus élevés lors de la conversion de chaleur en électricité.

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{froid}}{T_{chaud}} \tag{Équation 2}$$

Le rendement de la centrale est quant à lui bien inférieur à cette limite théorique : des pertes optiques surviennent au niveau du champ d'héliostat ou des collecteurs, des pertes thermiques dans les récepteurs, les conduites, le stockage (si présent) et les échangeurs, et des pertes mécaniques et thermiques dans le groupe de puissance. Au final, on définit le rendement global de la centrale comme le rapport entre la puissance électrique en sortie et la puissance solaire en entrée du système de collection (Équation 3) :

$$\eta_{globale} = \frac{P_{él}}{P_{sol}} = \frac{P_{él}}{DNI \cdot A_{coll}} \tag{Équation 3}$$

Chaque technologie présente des facteurs de concentration, et donc des températures de fonctionnement et des rendements théoriques globaux différents (Tableau 2).

(a) dépend du réflecteur secondaire

Technologie	$F_c$	$T_r$	$\eta_{\text{Carnot}}$	$\eta_{\text{global}}$
Collecteurs cylindro-paraboliques	70-80	< 400 °C	57 %	14-20 %
Collecteurs Fresnel-linéaires	> 60 <sup>(a)</sup>	< 400 °C	57 %	< 18 %
Collecteurs paraboliques Dish-Stirling	> 1300	< 750 °C	71 %	< 32 %
Centrales à tour	> 1000	< 600 °C	66 %	23-35 %

**Tableau 2 : Les différents facteurs de concentration, gammes de température et rendements globaux des quatre technologies de concentration des rayons solaires [16]**

Il faut toutefois noter que des travaux récents sur les concentrateurs linéaires (collecteurs cylindro-paraboliques et Fresnel-linéaires) permettent une augmentation du facteur de concentration et donc des températures atteignables jusqu'à environ 600 °C [17-19].

La technologie cylindro-parabolique est la plus maîtrisée : actuellement, plus de 90 % des centrales solaires à concentration utilisent ce procédé [20], bien que les autres technologies possèdent des avantages sur celle-ci :

- les centrales à tour permettent d'atteindre des températures plus élevées en raison de l'utilisation d'un seul récepteur pour une multitude de miroirs (facteurs de concentration plus importants) et donc de meilleurs rendements. Elles font cependant face à de nombreux problèmes techniques (contraintes thermomécaniques sur le récepteur par exemple). Elles connaissent cependant un essor important ces dernières années ;
- les collecteurs linéaires de Fresnel, quant à eux, s'ils sont moins onéreux que leurs homologues cylindriques (miroirs plats et modularité du facteur de concentration, structure porteuse allégée, limitation des contraintes mécaniques et d'étanchéité en bout de ligne), nécessitent des travaux approfondis sur le suivi du soleil et la gestion des différentes réflexions. En effet, des problèmes d'ombrage et de blocage sont récurrents<sup>1</sup> [21], et la concentration étant de plus imparfaite, une partie du flux n'atteint pas directement le récepteur et un réflecteur secondaire est nécessaire ;
- enfin, les collecteurs Dish-Stirling, permettent d'obtenir en théorie les meilleurs rendements (grâce à un facteur de concentration très élevé) mais la mise en place d'un stockage est très difficile, ce sont les collecteurs les plus onéreux et ils ne sont pas adaptés aux grosses puissances.

Globalement, seule la technologie cylindro-parabolique possède la maturité de plusieurs dizaines d'années d'expériences industrielles (développement important à la suite de la première crise pétrolière dans les années 1970). En revanche, il semblerait que les développements actuels s'orientent davantage vers les centrales à tour. Toutefois une grande partie des recherches effectuées sur l'une des technologies peuvent être appliquées aux autres, car de nombreux éléments de la centrale sont similaires (stockage, groupe de puissance, etc.).

Le stockage étudié ici est donc inscrit dans une centrale solaire à collecteurs cylindro-paraboliques, car l'objectif est de promouvoir son insertion dans les installations existantes et les projets actuels.

<sup>1</sup> ombrage : ligne de miroir sur le trajet des rayons arrivant du soleil vers une autre ligne de miroirs

blocage : ligne de miroir sur le trajet des rayons réfléchis par une autre ligne de miroirs vers le récepteur

## I.1.2. Le stockage thermique dans les centrales C.S.P.

### I.1.2.1. Prérequis d'un stockage thermique performant

L'utilisation d'un système de stockage de l'énergie permet d'avoir un contrôle de la production de chaleur et/ou d'électricité, en dépit de la variabilité de la ressource. Le système de stockage peut ainsi diminuer le LCOE de la centrale, mais il est pour cela nécessaire qu'il remplisse un certain nombre de critères communément admis [22] :

1. une grande densité énergétique du matériau utilisé (qu'il soit liquide ou solide) ;
2. un bon échange thermique entre le fluide de transfert thermique et le stockage ;
3. une stabilité mécanique et chimique des matériaux de stockage ;
4. une compatibilité chimique entre le fluide de transfert, l'échangeur et les matériaux de stockage ;
5. une réversibilité totale du procédé, pour un grand nombre de cycles de charges et de décharges successives ;
6. peu de pertes thermiques ;
7. un coût bas ;
8. un impact environnemental minimisé.

En ce qui concerne le stockage thermique, il existe actuellement trois grandes familles de stockage d'énergie, que sont le stockage sensible, le stockage latent et le stockage thermochimique (Figure 2), elles-mêmes divisibles en plusieurs catégories [22, 23] :

- le stockage de l'énergie par voie sensible consiste à accumuler l'énergie sous la forme d'une élévation de température d'un ou de plusieurs *media*, liquides ou solides. Le déstockage s'effectue par refroidissement du matériau utilisé ;
- le stockage latent consiste à stocker l'énergie grâce au changement d'état d'un corps : le passage de l'état solide à l'état liquide est un processus endothermique. L'opération opposée consiste à revenir à la phase initiale du matériau et est exothermique.
- le stockage thermochimique consiste à emmagasiner de l'énergie en dissociant deux corps ou en forçant la désorption d'un corps piégé par un autre (réactions endothermiques). L'énergie peut ensuite être restituée par mise en contact des deux corps, donnant respectivement une recombinaison et une sorption (absorption si un fluide pénètre dans un corps, ou adsorption si le fluide se fixe sur la surface d'un solide).

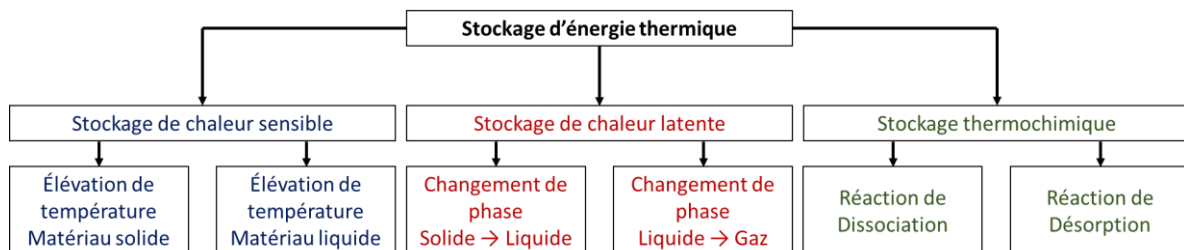


Figure 2 : Les différentes manières physiques de stocker l'énergie thermique [22, 23]

Le stockage sensible possède l'avantage d'être bon marché, simple de fonctionnement et mature. Ses inconvénients principaux sont une faible densité énergétique (Tableau 3), une température potentiellement variable lors de la restitution de l'énergie, et des pertes thermiques relativement importantes.

Les matériaux de stockage latent possèdent généralement une densité énergétique plus importante que celle du stockage sensible (Tableau 3). Le stockage latent a également l'avantage de restituer l'énergie à une température constante. Mais des efforts de recherche sont encore nécessaires quant à l'intensification des transferts thermiques, au développement des matériaux et des procédés d'encapsulation du matériau à changement de phase (PCM pour *Phase-Change Material*), et quant à la gestion du changement de volume du PCM.

Les avantages principaux du stockage thermochimique sont la possibilité de stockage très longue durée (tant qu'on ne remet pas en contact les deux entités réactives) et la très forte densité énergétique (Tableau 3). Il permet également de fournir de la chaleur à une température constante. Mais tout comme la technologie de stockage d'énergie par voie latente, le coût de celle-ci est actuellement trop élevé. Il y a un manque de connaissance concernant les techniques de séparation et de stockage physique des différents composés, ainsi que sur l'intégration du système et la gestion du processus. Enfin, les performances se dégradent souvent après plusieurs cycles de fonctionnement.

Technologie	Densité énergétique (kWh.m <sup>-3</sup> )	Maturité	Coût
Chaleur sensible ( $\Delta T=100K$ )	27-112	++	€
Chaleur latente	55-556	-	€€
Thermochimique	556-1389	--	€€€

**Tableau 3 : Densité énergétique des différents types de stockage [22, 24, 25]**

Actuellement, toutes les centrales solaires à concentration commerciales utilisent la technologie de stockage de l'énergie par chaleur sensible, car c'est la technologie la plus maîtrisée et la moins onéreuse. Seuls quelques prototypes de stockage latent et de stockage thermochimiques ont été développés.

Toutefois, le stockage de chaleur sensible peut présenter des formes très variées, tant au niveau de la configuration du système que sur les matériaux utilisés.

### I.1.2.2. Stockage indirect/direct

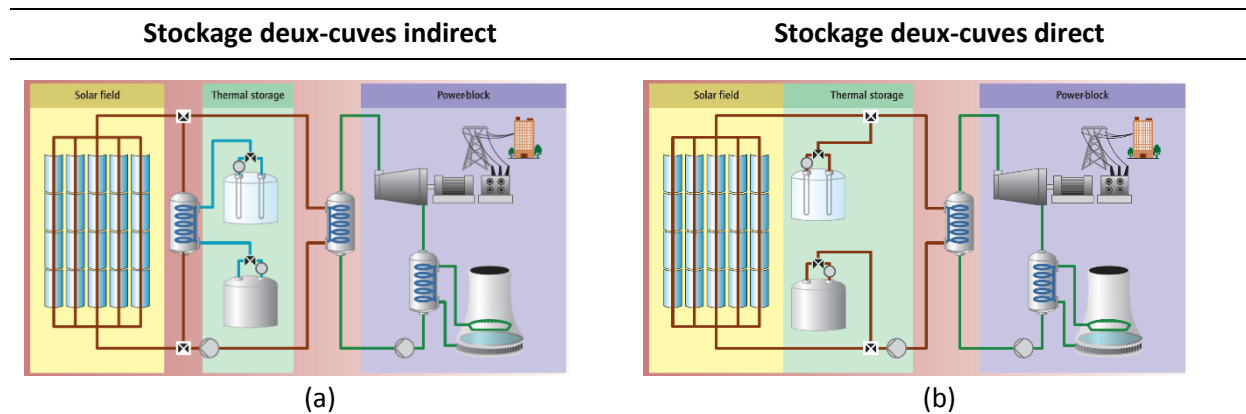
Deux configurations générales existent pour un système de stockage par chaleur sensible. Pour une meilleure compréhension, la description de ces configurations sera appliquée au stockage dit « à deux cuves », qui est généralement utilisé dans les centrales solaires à concentration [15].

Le principe de fonctionnement du stockage deux-cuves est relativement simple [22].

- pour stocker l'énergie thermique disponible, le fluide à la température basse du système est pompé de la première cuve, appelée « cuve froide », pour être envoyé dans le champ solaire ou vers un échangeur, chauffé jusqu'à la température haute, puis injecté (ou stocké) dans la seconde cuve, nommée « cuve chaude » ;
- pour déstocker l'énergie initialement chargée, le fluide chaud est pompé de la cuve chaude, envoyé vers un échangeur (du groupe de puissance ou du procédé nécessitant de la chaleur), l'énergie emmagasinée est utilisée, puis le fluide revenu à sa température basse est réinjecté dans la cuve froide.

Le stockage à deux cuves peut donc se présenter sous deux configurations (Figure 3) [22] :

- si le fluide caloporteur circulant dans le champ solaire est différent du fluide de stockage, on nomme cette technologie « stockage indirect » (Figure 3-a). Le stockage indirect permet d'optimiser le choix de chaque fluide en fonction de son application (stockage ou caloporteur) ;
- si le fluide est identique pour le champ solaire et le stockage, la configuration est appelée « stockage direct » (Figure 3-b). Le stockage direct possède les avantages de réduire les coûts et d'augmenter l'efficacité de la centrale, car on supprime alors l'échangeur thermique.



**Figure 3 : Stockage deux-cuves indirect vs stockage deux-cuves direct [15]**

Dans tous les cas, le stockage deux-cuves est dit « actif », car le fluide circulant entre les deux cuves est directement utilisé comme matériau de stockage ; il n'y a pas de transfert de l'énergie à un matériau plus approprié, comme dans le stockage « passif », qui sera détaillé dans une section ultérieure.

Le choix de l'utilisation du stockage direct ou indirect dépend quant à lui du choix du ou des fluides utilisés dans la centrale. Le choix de ces derniers résulte lui-même de l'analyse de critères technico-économiques qu'il est nécessaire de détailler.

### I.1.2.3. Les différents fluides thermiques envisageables pour du stockage de chaleur sensible [26]

Cinq fluides (indice « f ») envisageables pour du stockage thermique dans une centrale solaire à concentration sont décrits dans cette section : les huiles synthétiques, les sels fondus, l'air, l'eau, et les métaux fondus (Tableau 4). La comparaison s'effectue selon :

- la capacité volumique de stockage  $CVS$  : produit de la masse volumique  $\rho_f$  et de la capacité thermique  $C_f$ , elle représente l'énergie stockable par le fluide dans un volume donné, et permet donc de comparer facilement la densité énergétique de deux fluides envisagés ;
- la conductivité thermique  $k_f$  : plus un fluide est conducteur, plus les échanges d'énergie seront facilités ;
- la viscosité dynamique  $\mu_f$  : plus un fluide est visqueux, plus la consommation de la pompe permettant sa circulation sera importante, et plus les échanges d'énergie seront faibles ;
- la température minimale d'utilisation  $T_{min,f}$  : contrainte pouvant impliquer l'utilisation de systèmes de maintien en température pour éviter une éventuelle solidification du fluide ;
- la température maximale  $T_{max,f}$  : puisque l'efficacité du système dépend de la température haute du circuit (cf. rendement de Carnot, Équation 2), on cherchera toujours à maximiser cette dernière, et donc à utiliser un fluide adéquat ;
- le prix  $\zeta_f$  : il est évident que le choix du fluide est une optimisation avec contraintes, ces dernières étant techniques et surtout économiques.

Fluide	$CVS$ (MJ.m <sup>-3</sup> .K <sup>-1</sup> )	$k_f$ (J.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	$\mu_f$ (kg.m <sup>-3</sup> )	$T_{min,f}$ (°C)	$T_{max,f}$ (°C)	$\zeta_f$ (€.K.kWh <sup>-1</sup> )
Huiles synthétiques	1,8-2,4	0,1-0,2	$2 \cdot 10^{-4}$	13	400	3200-9000
Sels fondus	2,7-3,2	0,55	$3 \cdot 6 \cdot 10^{-3}$	> 130	< 600	1800-3000
Air (100 bars, 600 °C)	0,04	0,06	$3 \cdot 10^{-5}$	/	/	≈ 0
Eau liquide (1 bar)	4,2	0,6	$5 \cdot 10^{-4}$	0	100	≈ 0
Vapeur d'eau (100 bars, 600 °C)	0,134	0,08	$1 \cdot 10^{-3}$	100	/	≈ 0
Métaux fondus	1-1,3	26-46	$2 \cdot 10^{-4}$	100	900	4800-6900

**Tableau 4 : Les différents fluides de transfert ou de stockage envisageables, leurs avantages (vert) et leurs inconvénients (rouge) [26]**

Les huiles synthétiques peuvent généralement être utilisées jusqu'à 400 °C et possèdent une viscosité faible. Elles posent moins de problème de solidifications ( $T_{min} = 13$  °C) et peuvent donc être refroidies jusqu'à la température ambiante si nécessaire. Elles sont cependant relativement onéreuses, et sont inflammables. Les utiliser comme fluide de stockage induit l'utilisation d'une énorme masse de produit combustible, centralisée dans une cuve, ce qui ne paraît pas judicieux.

Les sels fondus peuvent généralement être utilisés jusqu'à 600 °C et possèdent une capacité énergétique volumique supérieure à celle des huiles. Ils sont également moins onéreux que ces dernières, et ne sont pas inflammables. Toutefois, ils possèdent une viscosité relativement élevée, ce qui induit une consommation électrique non-négligeable du système de circulation. De plus, ils possèdent un point de solidification fortement supérieur à la température ambiante (entre 130 °C et 220 °C selon les sels) et nécessitent donc un système adapté pour éviter leur solidification (traçage électrique par exemple [27, 28]). Enfin, puisqu'ils sont corrosifs, le risque de détérioration de la tuyauterie est accru, les conduites mesurant plusieurs kilomètres dans les champs solaires cylindro-paraboliques.



L'air a pour avantage d'être disponible facilement et à un coût minimal, avec une température maximale de fonctionnement supérieure à 1000 °C. Il sera donc préféré dans les systèmes désirant atteindre de hautes températures, comme les centrales à tour. Toutefois, ne possédant pas une capacité volumique de stockage élevée, il doit être associé à un matériau ayant cette propriété si l'on désire stocker de l'énergie. Il est également nécessaire de le circuler avec de forts débits, ce qui présente des surcoûts au niveau du système de circulation et de compression.

L'eau liquide est un des meilleurs *media* de stockage existant, avec une capacité volumique très élevée et un coût faible. Elle ne peut toutefois pas dépasser 100°C à pression atmosphérique, seuil au-delà duquel elle se transforme en vapeur. Dans la vapeur, l'énergie est stockée de manière latente (changement d'état entre la phase liquide et la phase gazeuse), processus ne pouvant s'effectuer au-delà de 374,15 °C et 221,2 bars (point critique). La vapeur stocke difficilement la chaleur sensible car elle possède une densité très faible. Le stockage par accumulation de vapeur ne peut donc se faire qu'à très haute pression et avec des durées de stockage ne dépassant pas l'heure.

Les métaux fondus (généralement du sodium) sont utilisés dans certaines centrales nucléaires car ils possèdent une conductivité thermique très élevée, une viscosité faible et une température maximale d'utilisation allant jusqu'à 800 °C. Leur capacité de stockage est moyenne et leur prix relativement élevé, mais ils sont surtout très réactifs et présentent donc de forts risques d'explosion.

Des études récentes envisagent l'utilisation de particules en suspension dans l'air, dans le but d'avoir les avantages de ce gaz (coût dérisoire, pas de limites de température) en plus d'une densité énergétique importante (capacité volumique de stockage des particules élevée). Cette perspective est très prometteuse mais n'en est qu'à ses prémises [29, 30].

Il n'y a donc pas de fluide idéal : à chaque système sera trouvée une configuration optimale en fonction des niveaux de températures et des contraintes technico-économiques rencontrées. Le choix effectué pour des centrales solaires à collecteurs cylindro-paraboliques pourra par exemple être différent de celui effectué pour une centrale solaire à tour.

#### **I.1.2.4. Le stockage utilisé dans les centrales solaires cylindro-paraboliques [15]**

Grâce à l'étude des propriétés thermiques des fluides de transfert, il apparaît d'une part que les huiles synthétiques et les sels fondus sont les matériaux les plus appropriés pour les centrales solaires à collecteurs cylindro-paraboliques. L'air et la vapeur d'eau ne permettent pas de stocker facilement la chaleur et ne facilitent pas les échanges d'énergie. Les métaux fondus présentent des contraintes techniques trop importantes (notamment de par leur explosivité).

D'autre part :

- les huiles thermiques sont préférées dans une utilisation comme fluide de transfert car les contraintes liées aux sels fondus sont trop importantes pour une centrale ayant plusieurs kilomètres de conduite (corrosion, coût de fonctionnement du système de circulation en raison de la viscosité élevée des sels) ;
- les sels fondus sont préférés pour les applications de stockage car ils permettent de diminuer la taille du réservoir et les coûts pour une énergie stockée équivalente (capacité de stockage volumique plus importante), mais aussi parce qu'ils ne présentent pas de risques d'incendie (contrairement aux huiles).

C'est pourquoi la plupart des centrales solaires à concentration à collecteurs cylindro-paraboliques utilisent la technologie du stockage indirect [20, 24], avec :

- une huile synthétique (généralement de l'huile Dowtherm® A ou Therminol® VP1, qui peuvent atteindre 400 °C sous pression) comme fluide de transfert thermique ;
- des sels fondus, généralement un mélange de nitrate de potassium (40 %) et de nitrate de sodium (60 %), comme matériaux de stockage.

Comme il a déjà été précisé, la configuration optimale pour une centrale à tour pourra être différente. À titre d'exemple, la centrale solaire GemaSolar en Espagne utilise un système de stockage direct, avec des sels fondus comme fluide thermique [31], car la longueur des conduites dans une centrale à tour est très inférieure à la longueur de celles d'une centrale solaire cylindro-parabolique, limitant ainsi les risques de corrosion et les coûts de fonctionnement des systèmes de circulation.

Mais la configuration optimale obtenue pour les centrales solaires cylindro-paraboliques présente tout de même un problème majeur qui est le coût de l'installation. Ainsi, pour stocker de l'énergie équivalent à 7,5 heures de production électrique à 50 MW<sub>e</sub>, les centrales commerciales actuelles utilisent des cuves pouvant atteindre 36 m de diamètre et 14 m de haut [13]. Le stockage peut alors représenter de 10 % à 20 % du coût total de la centrale [32, 33]. Or, dans un stockage deux-cuves, seule la cuve chaude stocke de l'énergie utilisable par la centrale. La cuve froide est à la température basse du circuit, qui est la température de référence de calcul des puissances et des énergies échangées dans le système. Un fluide à la température basse est donc considéré sans énergie utile.

Ainsi, bien que le volume de fluide de stockage total soit équivalent au volume d'un seul des deux réservoirs (lorsqu'une cuve est pleine, l'autre est vide, et vice-versa), il pourrait être envisageable d'économiser le coût d'une des deux cuves tout en stockant la même quantité d'énergie. L'utilisation d'un seul réservoir de stockage de chaleur sensible s'appelle le stockage thermocline.



## I.2. Le stockage thermocline

L'utilisation d'une seule cuve de capacité énergétique équivalente au système deux-cuves précédemment décrits pourrait permettre de réduire le coût du stockage. Pour ce faire, la cuve unique doit être capable de contenir du fluide froid (cuve entièrement déchargée), du fluide chaud (cuve entièrement chargée), ou du fluide avec plusieurs niveaux de température (charge/décharge partielle). L'effet thermocline permet cette séparation des niveaux de température à l'intérieur d'une même cuve.

### I.2.1. Principe de la thermocline

Une thermocline est un phénomène physique souvent observé dans le milieu océanique qui consiste en un gradient de température entre deux couches d'eau qui elles sont à températures quasiment constantes. Ceci est dû au fait que la couche superficielle de l'eau est chauffée par le soleil et brassée par le vent, tandis que l'eau en profondeur ne possède aucun apport et reste donc homogène et constante. Le peu de mélange entre les couches de profondeurs différentes explique l'existence de ce gradient entre deux isothermes [34].

Le stockage simple-cuve avec un unique réservoir rempli d'un fluide thermique s'inspire de ce phénomène : en respectant un débit relativement faible pour éviter la turbulence et donc le mélange, il est possible de séparer à l'intérieur d'une même cuve de stockage la zone « chaude » de la zone « froide » et ainsi de stocker et déstocker un fluide à température uniforme sans l'achat onéreux de deux cuves.

L'avantage principal de cette technologie est donc son (plus) faible coût. L'avantage du stockage double-cuve réside dans la séparation physique des deux niveaux de température, ce qui est idéal. Dans le stockage de type thermocline, la séparation entre la zone froide et la zone chaude est uniquement thermique. Il y a donc des échanges d'énergie entre la zone chaude et la zone froide. Ainsi apparaît une troisième zone, située entre les deux premières, et dans laquelle la température varie plus ou moins brusquement (gradient de température depuis la zone froide jusqu'à la zone chaude). Cette zone est appelée zone de thermocline.

Le principe de fonctionnement général de la cuve de type thermocline est donc le suivant (Figure 4) :

- une décharge consiste en l'envoi de fluide froid par le bas de la cuve et en l'extraction de fluide chaud par son haut. La décharge est terminée lorsque la zone de thermocline est elle-même extraite du réservoir ;
- une charge consiste en l'envoi de fluide chaud par le haut de la cuve et l'extraction de fluide froid par son bas. La charge est terminée lorsque la zone de thermocline est elle-même extraite du réservoir.

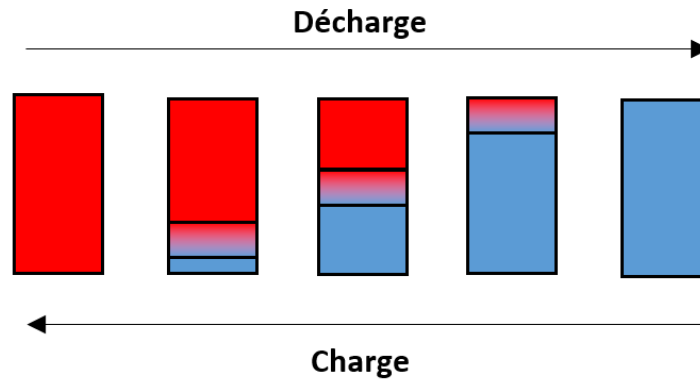


Figure 4 : Schéma de principe du déplacement de la zone de thermocline

Le stockage thermocline présenté précédemment est appelé en anglais *Single Medium Thermocline* (S.M.T.), ce qui signifie qu'un seul matériau est utilisé (du fluide). La S.M.T. est à opposer à la *Dual Media Thermocline* (D.M.T.), qui elle utilise une association d'un fluide et d'un matériau solide (Figure 5).

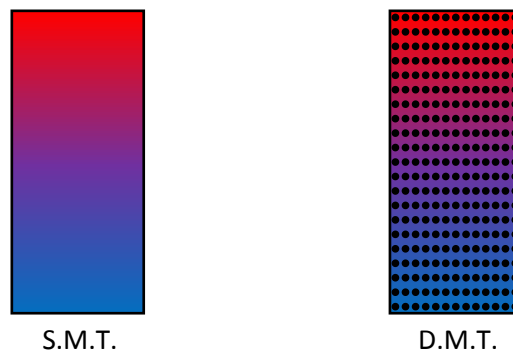


Figure 5 : Différence entre une cuve thermocline avec uniquement du fluide (*Single Medium Thermocline*) et une cuve thermocline sur lit de solide (*Dual Media Thermocline*)

Les thermoclines sur lit de solide (D.M.T.) peuvent être également divisées en deux catégories :

- si le fluide possède une capacité de stockage très faible (l'air par exemple), le stockage est dit passif, car le fluide est exclusivement utilisé comme caloporteur et l'énergie est stockée uniquement dans le solide. On appelle généralement ces stockages des « régénérateurs » ;
- si le fluide et le solide stockent conjointement de l'énergie, le stockage est dit actif et passif.

Que le stockage simple-cuve soit uniquement actif (S.M.T.), passif, ou actif et passif, le comportement thermique général est très semblable. Nous appellerons donc tous ces stockages « de type thermocline ».

Il faut noter que l'intérêt de l'ajout d'un matériau de garnissage solide peut être double :

- si le matériau solide possède une capacité volumique de stockage supérieure au fluide (en utilisant une céramique par exemple), la taille de la cuve peut être diminuée, pour une même énergie stockée ;
- si le matériau solide est moins onéreux que le fluide (en utilisant une roche naturelle, ou un déchet par exemple), le coût du stockage est diminué pour une même énergie stockée.

Les solides peuvent donc permettre une réduction importante du coût du stockage thermocline. Toutefois, en raison des échanges imparfaits de chaleur entre le fluide et le solide, le développement de la zone de thermocline n'est plus uniquement dû à la diffusion thermique entre la zone chaude et la zone froide. On choisira donc des éléments solides suffisamment petits et/ou conducteurs pour permettre une propagation rapide de la chaleur en leur sein. Un compromis doit être obtenu, car si la conductivité des solides est trop importante, la diffusion thermique le long de l'axe de la cuve sera plus importante. Et plus les solides sont de petite taille, plus les pertes de charge engendrées sont importantes. Les performances d'une cuve thermocline avec garnissage solide (D.M.T.) sont donc légèrement plus faibles que celles d'une cuve thermocline utilisant uniquement du fluide (S.M.T.) [35].

Le stockage thermocline sur lit de solide est donc une solution prometteuse mais nécessite un choix adéquat du matériau solide utilisé.

## I.2.2. Les différents matériaux de garnissage possibles

Il est évident que la sélection des matériaux solides de garnissage de la cuve thermocline va premièrement se baser sur la disponibilité en quantité industrielle de ces derniers. Mais il faut de plus que le matériau possède des caractéristiques bien précises : compatibilité avec le fluide, capacité de stockage d'énergie au moins équivalente à celle du fluide, prix faible, température d'utilisation adéquate, abondance sur Terre, etc.

Mais une fois de plus, il est difficile de remplir tous ces critères. Le Tableau 5 compare différents matériaux solides (indice « s ») sur la base de quatre critères :

- la température maximale d'utilisation, une température maximale avant fusion ou détérioration du matériau trop faible par rapport à la température d'utilisation souhaitée est réductrice ;
- la capacité volumique de stockage permet de comparer les densités énergétiques des matériaux ;
- la conductivité thermique doit être relativement élevée pour faciliter le transfert de la chaleur au sein du matériau, mais une conductivité trop élevée peut entraîner de la diffusion thermique importante à l'intérieur du réservoir de stockage ;
- le prix du matériau solide doit être inférieur à celui du fluide, et le plus bas possible.

Matériau	$T_{max,s}$ (°C)	CVS (MJ.m <sup>-3</sup> .K <sup>-1</sup> )	$k_s$ (W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	$\zeta_s$ (€.K.kWh <sup>-1</sup> )
Aluminium	650	2,55	238	7000
Fer	1500	4,03	37	5400
Acier	1300	4,7	40	25000
Béton	400	1,87	1,5	200
Briques réfractaires en magnésie	2800	3,45	5	5200
Briques réfractaires en silice	1600	1,82	1,5	3000
Roches (ex : quartzite)	600	2,34	2	80
Céramiques industrielles	1500	3,03	1,35	13000-26000

Tableau 5 : Les différents matériaux solides de garnissage des cuves thermoclines généralement envisagés [22, 23 36-38]

On voit ainsi que les métaux possèdent généralement des capacités volumiques de stockage élevées, mais leur prix est rédhibitoire. Leur disponibilité n'est également pas assurée (l'aluminium par exemple, quoiqu'initialement présent en grande quantité sur Terre, est de plus en plus rare). Il en est de même pour les matériaux réfractaires et les céramiques industrielles. C'est pourquoi actuellement, les stockages sur lit de solide à relativement basse température utilisent du béton ou des roches naturelles, dont le coût est plus faible. Notamment, les roches naturelles peuvent être aisément obtenues en limitant les frais de transport et l'impact environnemental associé. Leur principal inconvénient est le fait qu'il soit impossible d'en contrôler la géométrie. On les place alors de manière aléatoire dans la cuve de stockage, et cela rend difficile l'optimisation du procédé.

C'est pourquoi certaines recherches s'orientent actuellement vers des céramiques issues de la revalorisation des déchets ou de coproduits industriels [37-40]. Ces dernières apparaissent alors comme un matériau de stockage parfait car la matière première peut être 1000 fois moins onéreuses que les céramiques fabriquées industriellement [41]. Elles possèdent généralement une bonne stabilité thermique, une conductivité thermique suffisante et peuvent être mises en forme pour augmenter l'échange d'énergie entre le fluide et le matériau solide. Le coût du produit fini (après traitement, mise en forme, nettoyage et transport) est ainsi inférieur à celui des matériaux ordinairement utilisés.

Les principales filières de déchets et de coproduits industriels qui sont envisagées sont :

- l'amiante (Figure 6) : rendue actuellement inerte par vitrification, il est possible de contrôler le refroidissement du matériau fondu et d'obtenir une céramique de qualité, appelée Cofalit®. 174 millions de tonnes d'amiante ont été utilisées lors du XX<sup>e</sup> siècle et nécessitent un traitement thermique [41]. Actuellement, la vitrocéramique obtenue est utilisée comme remblais de routes ;
- les laitiers (Figure 7) : issus de la métallurgie [42], ils sortent sous forme liquide et concentrent toutes les impuretés trouvées dans le métal. Ils sont actuellement refroidis à l'air ambiant et également réutilisés comme remblais de routes. Plus de 400 millions de tonnes de laitiers sont produites chaque année dans le monde [43]. D'autres énormes quantités de laitiers ont été produites lors de l'extraction de minerais dans des mines actuellement inutilisées, et stagnent sur leur lieu de production depuis des années, affectant fortement l'environnement et nécessitant des coûts de traitements exorbitants ;
- les cendres volantes (Figure 8) : issues de centrales à charbon ou d'incinérateurs municipaux, elles nécessitent un traitement thermique car elles sont nocives par inhalation. 1,6 millions de tonnes sont produites par les incinérateurs d'Europe chaque année, et 750 millions de tonnes par les centrales à charbon du monde entier [43].



Figure 6 : L'amiante



Figure 7 : Les laitiers de sidérurgie



Figure 8 : Les cendres volantes

Le Tableau 6 compare certains de ces matériaux avec les céramiques industrielles hautes températures. On voit ainsi que les propriétés thermiques sont très semblables mais que le prix du matériau brut est bien inférieur dans le cas des matériaux issus de déchets ou de coproduits industriels.

Matériau	$T_{max,s}$ (°C)	CVS (MJ.m <sup>-3</sup> .K <sup>-1</sup> )	$k_s$ (W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	$\zeta_s$ (€.K.kWh <sup>-1</sup> )
Céramiques industrielles	1500	3,03	1,35	13000-26000
Cofalit	1200	2,5-3,2	1,4-2,1	30
Cendres volantes frittées	1200	1,9-3,4	1,3-2,1	inconnu (< 100)
Laitiers	1000	2,97	2-3,5	inconnu (< 100)

**Tableau 6 : Comparaison entre les propriétés thermiques et le prix des différentes céramiques étudiées [37, 38, 41, 43]**

Ces matériaux sont donc bon marché, possèdent les propriétés thermiques attendues, s'inscrivent dans un processus de protection de l'environnement et de recyclage et sont disponibles en quantité suffisante pour le besoin solaire ou plus généralement pour les besoins de stockage thermique.

Il ne reste donc qu'à vérifier leur compatibilité avec le fluide de transfert utilisé, ce qui constitue l'une des quatre problématiques principales qui sont liées au stockage de type thermocline sur lit de solide.

### I.2.3. Problématiques liées au stockage thermocline

En conclusion, la technologie thermocline est une solution prometteuse pour réduire le coût du stockage dans les centrales solaires à concentration. À énergie restituable équivalente, il est donc nécessaire d'utiliser une cuve avec un volume environ 26 % plus important que celui d'une des deux cuves du stockage conventionnel [44]. Il est communément admis que ce type de stockage est alors 36 % moins onéreux que son homologue sur deux cuves, lorsqu'il y a garnissage solide pour remplacer le fluide [45]. Mais certaines recherches reviennent ce chiffre à la baisse, aux alentours de 15 % [46].

La thermocline semble être une technologie très prometteuse et pourrait diminuer de façon sensible le coût du stockage dans les centrales C.S.P. Cette technologie souffre cependant de quatre problèmes majeurs qu'il convient d'étudier et de résoudre : la compatibilité entre le fluide de transfert et les matériaux solides de garnissage, la température variable au sein de la cuve, le manque de données expérimentales et les possibles contraintes thermomécaniques liées au *thermal ratcheting*.

#### I.2.3.1. Compatibilité entre le fluide de transfert et le *medium* solide de stockage

Le fluide de transfert et les matériaux de garnissages solides sont en contact permanent dans les systèmes de stockage simple-cuve. À cela s'ajoute des cycles de charges et de décharges successifs, entraînant un stress thermique continu des deux entités en contact. Or, le procédé doit être prévu pour avoir une durée de vie d'au moins 25 ans. Il est donc nécessaire de s'assurer que chaque entité, fluide ou solide, ne dégrade pas les propriétés de l'autre.

À titre d'exemples, les sels fondus sont connus pour être très corrosifs : la cuve de stockage elle-même peut être détériorée au cours du temps [47-49]. La compatibilité des matériaux de garnissage avec les sels fondus nécessite donc d'être prouvée pour chaque couple envisagé. Elle a été démontrée avec le quartzite [50] et avec certains matériaux issus de déchets comme les laitiers (déchets issus de la sidérurgie) de hauts-fourneaux et les céramiques issues du traitement des déchets amiantés (Cofalit®) [51, 52]. Une non-compatibilité avec les laitiers de convertisseurs et laitiers de four électriques a été observée [52].



Cependant, peu d'études s'orientent sur la dégradation du fluide de transfert, qui peut être accélérée par la présence des matériaux solides [49]. Or, la dégradation des propriétés thermiques du fluide de transfert peut diminuer les performances de la centrale solaire, et donc ses revenus. De même, la dégradation de ses propriétés physico-chimiques peut entraîner la nécessité de son remplacement, ce qui augmente les coûts de fonctionnement de la centrale. Il est donc primordial d'étudier la compatibilité entre le fluide de transfert thermique et le matériau de garnissage de la cuve de type thermocline avant tout développement de cette dernière.

Le protocole des tests de compatibilité est relativement similaire entre les différentes études : le fluide et le solide sont mis en contact et subissent des cycles de stress thermiques ou des stress continus (isotherme) pendant une durée déterminée puis certaines propriétés sont examinées (Tableau 7).

<b>Fluide</b>	<b>Solide</b>
<u>Propriétés thermiques et thermo-physiques :</u> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Masse volumique</li> <li>- Capacité thermique</li> <li>- Conductivité thermique</li> <li>- Viscosité</li> </ul>	<u>Propriétés thermiques et thermo-physiques :</u> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Masse volumique</li> <li>- Capacité thermique</li> <li>- Conductivité thermique</li> </ul>
<u>Propriétés chimiques :</u> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Indice d'acidité</li> <li>- Concentration de la molécule initiale</li> <li>- Teneur en eau</li> <li>- Composition (spectrométrie, chromatographie, etc.)</li> </ul>	<u>État de surface :</u> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Macroscopique (œil nu)</li> <li>- Microscopique</li> </ul>
<u>Autres propriétés :</u> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Point éclair, de fumée...</li> <li>- Particules en suspensions</li> </ul>	<u>Composition chimique</u>

*Tableau 7 : Les différentes analyses possibles des matériaux dont on teste la compatibilité et/ou le vieillissement*

### ***1.2.3.2. Thermal ratcheting***

Comme il a été énoncé précédemment, l'insertion possible de matériaux de garnissage solides dans la cuve de type thermocline est un avantage considérable car ils sont bien moins dispendieux que les fluides de transfert.

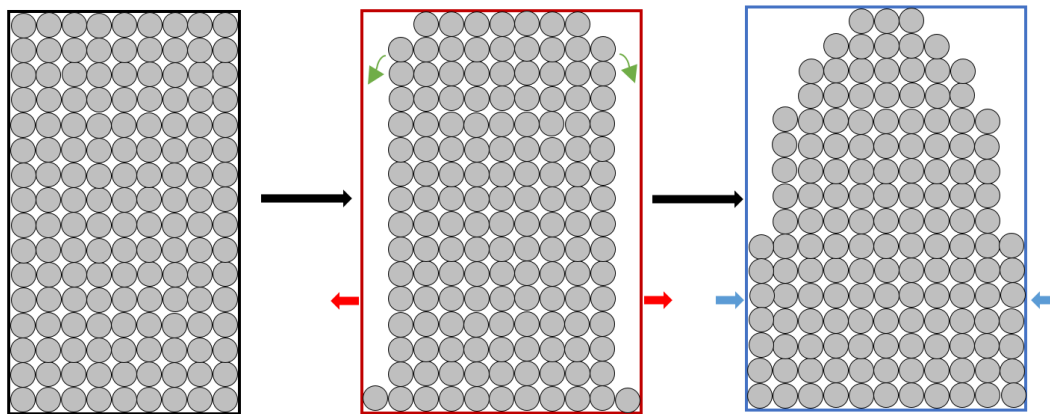
L'agencement le plus communément utilisé est dit « non-structuré » ou « vrac ». Ce dernier consiste en la création d'un lit d'éléments solides libres les uns par rapport aux autres, et généralement de petites tailles. Le fluide traverse alors la cuve en se déplaçant dans les interstices entre ces éléments. Il est possible de choisir de contrôler la géométrie des éléments (sphères, anneaux de Raschig, etc.), ce qui permet de connaître avec exactitude la surface de transfert entre fluide et solide, et la diffusion dans le solide, et ainsi de faciliter le dimensionnement du stockage grâce à la répétabilité du motif. Les éléments insérés peuvent également être de formes quelconques, ce qui diminue le coût de fabrication (la mise en forme nécessite une refonte du matériau à très haute température, ou bien un frittage du matériau en poudre), mais il est alors beaucoup plus difficile de prévoir le comportement du système de stockage, et des problèmes structurelles sont possibles (tassements, chemins préférentiels, etc.).

À titre d'exemples, plusieurs géométries de solides sont proposées à la Figure 9.



**Figure 9 : De gauche à droite : matériau mis en forme de plaque ondulée, de nid d'abeille, de sphère, et matériaux de formes quelconques (roches)**

Lorsque le garnissage de la cuve se fait de manière non structurée, un problème de contrainte mécanique pouvant conduire à la fatigue mécanique de la cuve, voire sa rupture, peut survenir. En effet, lorsque la température augmente, la cuve se dilate, provoquant une augmentation de son diamètre. L'espace ainsi créé est complété par le matériau granulaire, généralement par tassement (Figure 10).



**Figure 10 : Illustration des problèmes dus à l'expansion thermique de la cuve remplie de matériaux solides (thermal ratcheting). En réalité, la prise d'espace par les solides se fait davantage par tassement progressif et ne nécessite pas une expansion supérieure à la taille des particules.**

En conséquence, lorsque la température diminue, une nouvelle contrainte mécanique est créée sur la paroi. Si l'alliage constituant la cuve est resté dans sa zone élastique lors de son expansion, les cycles successifs de chauffe et de refroidissement n'entraînent pas de contrainte supplémentaire. Au contraire, si la cuve a atteint sa zone plastique de déformation, chaque nouveau cycle de chauffe et de refroidissement va entraîner un tassement supplémentaire des solides et une contrainte additionnelle sur la paroi. Et ce, jusqu'à la rupture de la cuve.

Ce phénomène est nommé *thermal ratcheting* en anglais : *ratchet* renvoie à la notion d'ajustement graduel. On comprend alors qu'à chaque cycle, la taille de la cuve est modifiée graduellement en raison de la place qu'est prise par les solides.

Quelques travaux se sont intéressés à ce problème dans le cas de la thermocline sur lit de solide. Les premiers référencés furent Faas *et al.*, travaillant sur l'unique cuve thermocline de taille industrielle qui ait été construite, à la centrale Solar One [53]. Ils montrent cependant que l'acier utilisé ayant une forte teneur en carbone, les contraintes imposées sur la paroi ne suffisaient pas à entraîner la rupture de cette dernière, malgré le fort coefficient d'expansion thermique de leur garnissage solide.

Flueckiger *et al* [54] proposent une méthode simple de calcul de la contrainte imposée sur la cuve, validée par comparaison à des résultats d'une autre méthode plus précise utilisant les éléments finis. Ils proposent alors d'isoler thermiquement la paroi de l'intérieur, dans le but de diminuer ses variations de température.

González *et al.* [55] ont développé un modèle plus poussé en éléments finis qui donnent en détail les contraintes subies par la cuve en tous ses endroits. Zanganeh *et al.* [56] proposent quant à eux une cuve dont la paroi est en béton et est inclinée pour diminuer la contrainte qui lui est imposée.

Une autre solution pour éviter le *thermal ratcheting* serait l'utilisation d'un stockage agencé de manière structurée, c'est-à-dire par l'insertion de blocs façonnés et placés d'une façon bien précise dans le but de maximiser l'échange thermique [57]. Cela permet de limiter les contraintes sur la paroi car le stockage est dit « autoporteur ». Mais les transferts thermiques à l'intérieur des solides sont souvent limitants et l'efficacité du stockage n'est alors pas assez élevée.

Plusieurs auteurs se sont intéressés au comportement thermique de ce type de stockage. Motte *et al.* ont étudié l'influence de la vitesse et de la conductivité des matériaux sur le comportement thermique d'une cuve possédant un garnissage structuré et ont confirmé qu'un échange thermique important est difficile dans ce type de structure [58]. Ils ont montré que si l'on désire augmenter les échanges entre le fluide et le solide en augmentant la conductivité thermique du solide, on augmente la diffusion thermique dans le solide, et ce jusqu'à ce que le gain en échanges soit compensé par une diffusion trop importante qui dégrade la thermocline.

Strasser *et al.* ont comparé le comportement thermique théorique d'un stockage structuré et d'un stockage non structuré et ont obtenu des efficacités inférieures dans le cas structuré [57]. De plus, le façonnage a un coût non négligeable, puisqu'il faut fondre les matériaux dans un moule spécifique.

### I.2.3.3. Température de sortie variable

La température de sortie d'une cuve de type thermocline est constante dans un premier temps (extraction de la zone isotherme) mais devient ensuite variable si l'on extrait la zone de thermocline de la cuve. On a alors (Figure 11) :

- une augmentation de la température de sortie lors du stockage (bas de la cuve) ;
- une diminution de la température de sortie lors du déstockage (haut de la cuve).

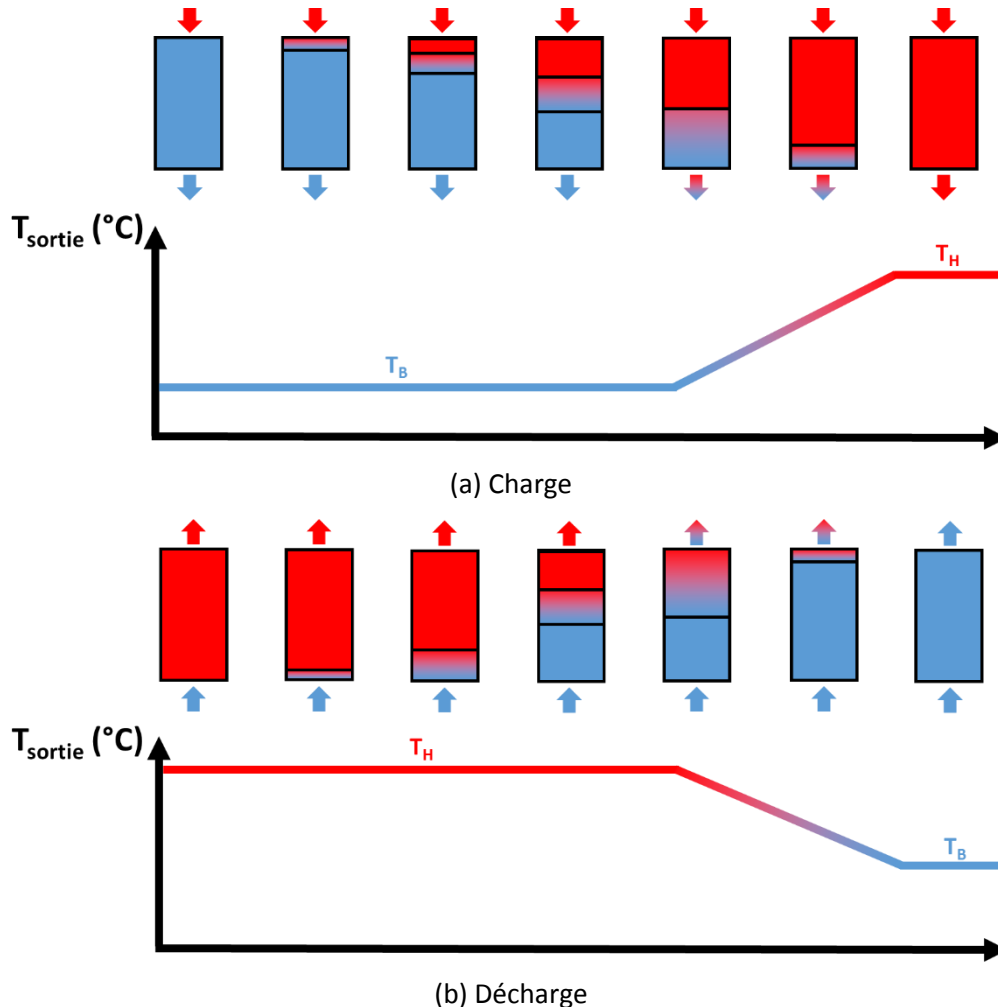


Figure 11 : Principes des charges (a) et décharges (b) réelles d'une cuve thermocline

De plus, la zone de thermocline ne possède pas une taille constante, mais a tendance à augmenter en épaisseur avec le temps, jusqu'à son extraction. Cette expansion est due aux échanges thermiques entre fluide et solide, mais aussi à la diffusion thermique [59].

La différence entre une séparation idéale des deux zones de température et la séparation par une zone de thermocline réside dans l'exergie du système. L'exergie représente le travail maximum récupérable d'un stock énergétique. C'est un outil indicatif de la qualité de l'énergie. L'Annexe 1 montre par exemple que la diffusion thermique entre la zone chaude et la zone froide de la thermocline ne modifie pas, à un instant donné l'énergie stockée, mais diminue l'exergie stockée.

En conclusion, plus l'épaisseur de thermocline est grande, plus la séparation des deux zones isothermes est mauvaise, et plus son exergie diminue. L'épaisseur de la zone de thermocline est donc un indicateur qualitatif des performances du stockage simple-cuve.

L'inconvénient majeur de ce type de technologie est donc qu'une partie de l'énergie restituée l'est à une température inférieure à la température haute du système  $T_H$ . Puisque le groupe de puissance est dimensionné pour avoir un rendement optimal avec une température d'entrée égale à  $T_H$ , une baisse du niveau de température induit une baisse du rendement de production de l'électricité. Jusqu'à ce que la température minimum acceptable soit atteinte et que le groupe de puissance s'arrête. En plus d'avoir une exergie plus faible qu'avec le stockage deux-cuves, une partie de l'énergie ne peut donc être extraite de la cuve de stockage de type thermocline.

De même, pendant un stockage, la température du fluide sortant de la cuve et retournant en entrée des collecteurs augmente lorsque l'on atteint la zone de thermocline. Au bout d'un certain moment, il est obligatoire de détourner les miroirs du soleil car il y a un risque de surchauffe du fluide de transfert.

On définit donc généralement des températures seuils de sortie de la cuve, à partir desquelles le stock d'énergie n'est plus exploitable. Lors d'une décharge, si la température de sortie de la cuve est inférieure à un premier seuil appelé « seuil haut », le déstockage est arrêté. Lors d'une charge, si la température de sortie de la cuve est supérieure à un second seuil appelé « seuil bas », le stockage s'arrête.

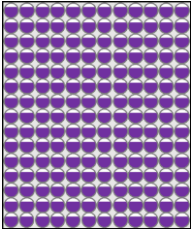
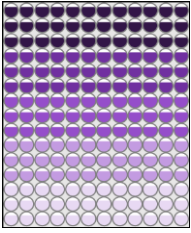
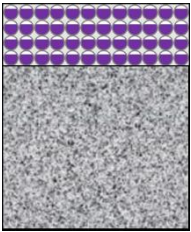
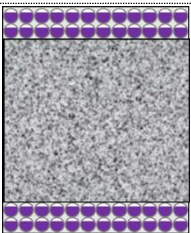
Mais conserver une partie de la zone de thermocline dans la cuve peut dégrader les performances du système car la diffusion thermique continue d'opérer au cours du temps. Il est donc primordial de trouver une solution à ce problème :

- en limitant au maximum l'expansion de la thermocline ;
- en stabilisant la température de sortie de la cuve ;
- en utilisant l'énergie du fluide extrait à une plus faible température.

Il est possible de limiter les effets de la température variable par un bon dimensionnement, mais le problème persistera. Quelques auteurs proposent donc d'utiliser les propriétés intrinsèques des matériaux à changement de phase pour maintenir la température de sortie au niveau souhaité.

Flueckiger *et al.* [60] ont tout d'abord étudié l'idée de remplir totalement une cuve avec des matériaux à changement de phase (Tableau 8-a) mais ont montré que les performances obtenues étaient très similaires à celles d'une cuve stockant la chaleur de manière sensible : si on choisit un matériau avec une température de fusion haute, une zone de thermocline se crée en dessous du front de fusion. Cette zone est relativement grande car l'échange entre le fluide et les matériaux à changement de phase n'est pas très bon. Si on choisit une température de fusion basse, le même problème intervient lors de la décharge. Si on choisit une température de fusion intermédiaire, on stabilise la température de sortie à une température qui n'est pas du tout celle prévue dans le dimensionnement du système. Ils proposent alors une cascade de P.C.M. mais les performances sont très sensibles au choix des matériaux (Tableau 8-b).

Zanganeh *et al.* [61, 62] et Geissbühler *et al.* [63] proposent de placer une petite couche de matériaux à changement de phase uniquement en haut de la cuve (Tableau 8-c). En choisissant judicieusement la température de fusion du matériau, ils montrent expérimentalement que l'on peut stabiliser la température de sortie de la cuve à un niveau proche de la température haute du circuit. Ce système pourrait également s'appliquer pour le bas de la cuve (Tableau 8-d), ce qui permettrait de stabiliser la température de sortie à une température suffisamment froide.

Proposition	Avantages	Schéma de principe	Inconvénients
(a) Remplir toute la cuve avec des PCM [60]	Capacité de stockage plus grande		Température de sortie variable en raison des mauvais échanges entre fluide et P.C.M
(b) Remplir toute la cuve de PCM de différentes compositions [60]	Chaque PCM est adapté à un niveau de température		À moins d'avoir une variété infinie de PCM, les performances ne sont pas aussi bonnes qu'escompté
(c) Remplir uniquement le dessus de la cuve de PCM pour stabiliser la température de sortie en décharge [61, 62]	La température de sortie est stabilisée à une température proche de la température de fusion du PCM		En raison d'un pincement thermique nécessaire, la température de sortie est plus faible que la température haute du circuit
(d) Placer une couche de PCM en haut et en bas de la cuve	Les températures basses et hautes sont stabilisées		Malgré le pincement thermique nécessaire, l'efficacité du stockage est augmentée si les températures de sortie admissibles sont proches des températures nominales de fonctionnement

**Tableau 8 : Les différentes propositions de thermoclines comprenant des matériaux à changement de phase**

Galione *et al.* [64, 65] ont effectué une étude numérique complète du stockage thermocline avec P.C.M., en le comparant au stockage conventionnel à deux cuves et à la thermocline sur lit de solide. Ils montrèrent également que la meilleure configuration est l'utilisation de plusieurs couches de PCM (une en haut de la cuve, une en bas de la cuve comme dans le cas (d) du Tableau 8) associées au lit de roche classique. Ils tempèrent cependant leurs résultats par rapport au fait que si les températures de sortie admissibles par les autres éléments en aval de la cuve sont éloignées des températures nominales de fonctionnement, l'intérêt de stabiliser la température de sortie à une valeur proche de la valeur nominale est perdu.

L'insertion de PCM est donc une idée prometteuse, mais un pincement thermique est nécessaire pour pouvoir injecter ou extraire de l'énergie dans le matériau à changement de phase, qui possède une conductivité thermique faible et qui donc entraîne des échanges plus ou moins limités. L'énergie est donc restituée à une température inférieure à la température haute de la centrale (entre 10 °C et 20 °C dans l'étude numérique de Zanganeh *et al.* [62]). Ce type d'amélioration est donc plus adapté aux cuves stockant de l'énergie sur de fortes variations de températures (par exemple 500 °C et avec de l'air). À cela s'ajoute les problèmes de surfusion qui surviennent régulièrement et consistent en le maintien de l'état liquide du matériau en dessous de sa température de solidification.

Enfin, l'incorporation de matériaux à changement de phase peut créer des problèmes de compatibilité avec leur encapsulation et le fluide de transfert principal de la cuve.

L'utilisation de matériaux à changement de phase est donc une option potentielle qui permettrait d'empêcher la température de varier de façon trop importante. Mais elle nécessite encore d'importants travaux de recherches, car elle n'est pas adaptée à tous les systèmes, et c'est un choix qui augmente le coût d'investissement du système de stockage.

#### I.2.3.4. Manque de données expérimentales

Le quatrième frein au développement du stockage d'énergie de type thermocline est le manque de retour sur expérience. En effet, il existe très peu d'expérimentations de ce type de stockage dans le monde et les données et résultats les concernant sont rares.

Le Tableau 9 représente les données de six expérimentations différentes de thermocline sur lit de roche. D'autres expérimentations existent, mais leur taille est relativement faible (de l'ordre de la dizaine de centimètre de haut [66]) ou les données d'expérimentation sont manquantes [67, 68]. Certains résultats traitent également de petites cuves sans lit de roche [69]. Les principales caractéristiques de ces 6 cuves sont présentées dans le Tableau 9. Chaque cuve est ensuite détaillée dans une section propre.

Nom	SOLAR ONE [70]	SANDIA [45]	ETH [56]	CEA 1 [71]	CEA 2 [72]	PROMES- CNRS [73]
Date	1986	2001	2011	2013	2014	2015
$T_H$	295 °C	395 °C	500 °C	250 °C	300 °C	210 °C
$T_B$	180 °C	290 °C	20 °C	100 °C	170 °C	160 °C
$H_{tot}$	12 m	6 m	3 m	3 m	7 m	2 m
$D_{int}$	18 m	3 m	3,5 m	1 m	3,5 m	0,4 m
Fluide de transfert	Huile synthétique	Sels fondus	Air	Huile synthétique	Huile synthétique	Huile végétale
Solide	Quartzite et sable	Quartzite et sable	Mélange de roches	Roche et sable	Roche et sable	Quartzite
Energie	170 MWh	2,3 MWh	4,2 MWh	140 kWh	4 MWh	8,3 kWh

*Tableau 9 : Principales caractéristiques de prototypes de cuves de type thermocline*

L'intérêt de ce panel est la diversité des tailles des cuves, des températures de fonctionnement, ainsi que des fluides et solides utilisés. La suite de cette section traite chaque cuve séparément, en avançant les résultats et informations disponibles.

### I.2.3.4.1. Les cuves de la centrale Solar One et du laboratoire Sandia

Il semblerait qu'une seule cuve de stockage de type thermocline et de taille industrielle a été construite, par le laboratoire Sandia à la centrale Solar One (Figure 12-a). La cuve avait une hauteur de 12 m et était remplie de roches granitiques et de sable, avec un diamètre moyen des solides de  $5 \cdot 10^{-3}$  m. Cette cuve a fonctionné pendant 4 années (1982-1986) puis une injection accidentelle d'eau dans l'huile chaude de la cuve a provoqué un incendie et la cuve n'a jamais été réutilisée [74]. Malheureusement, les résultats de fonctionnement de cette cuve sont plutôt rares. Nous n'avons à disposition qu'une série de courbes représentant un déstockage au cours du temps (Figure 13-a) [70]. L'état initial du stock n'est pas connu. On considère donc la première courbe comme l'état initial. Toutefois, ces résultats ont permis de démontrer l'efficacité d'un tel système.

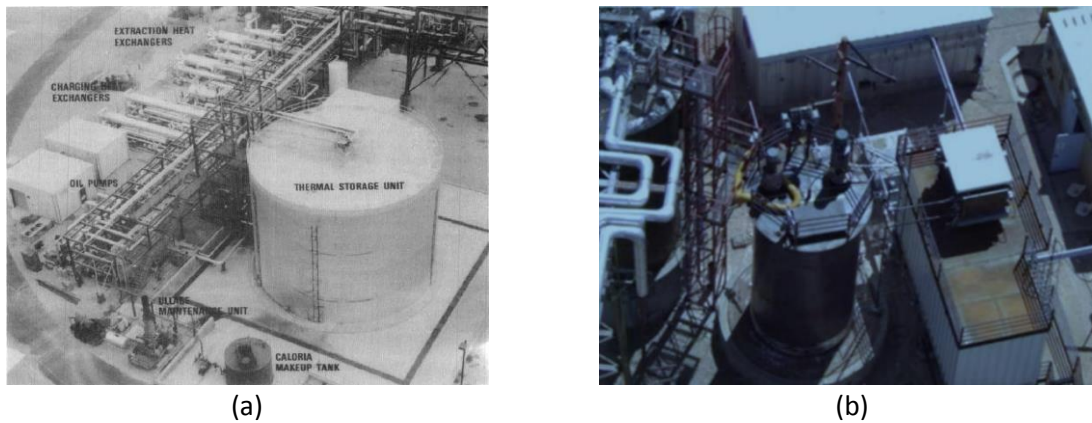


Figure 12 : Les cuves de la centrale Solar One (a) et du laboratoire Sandia (b)

Depuis l'arrêt de la cuve de Solar One, le laboratoire Sandia a construit une nouvelle cuve de taille plus modeste (Figure 12-b) et a permis à la communauté scientifique de démarrer de nombreuses recherches sur ce sujet. Cette cuve a cette fois-ci une hauteur de 6 m et un garnissage avec du quartzite et du sable, pour un diamètre moyen des solides de  $2 \cdot 10^{-2}$  m. Le laboratoire ayant donné toutes les informations nécessaires à la modélisation de la cuve et à la comparaison des résultats expérimentaux aux résultats théoriques, cette cuve est considérée comme la référence expérimentale du stockage thermocline. Malheureusement, les résultats fournis ne concernent une fois de plus uniquement qu'une seule décharge de la cuve (Figure 13-b) [45].

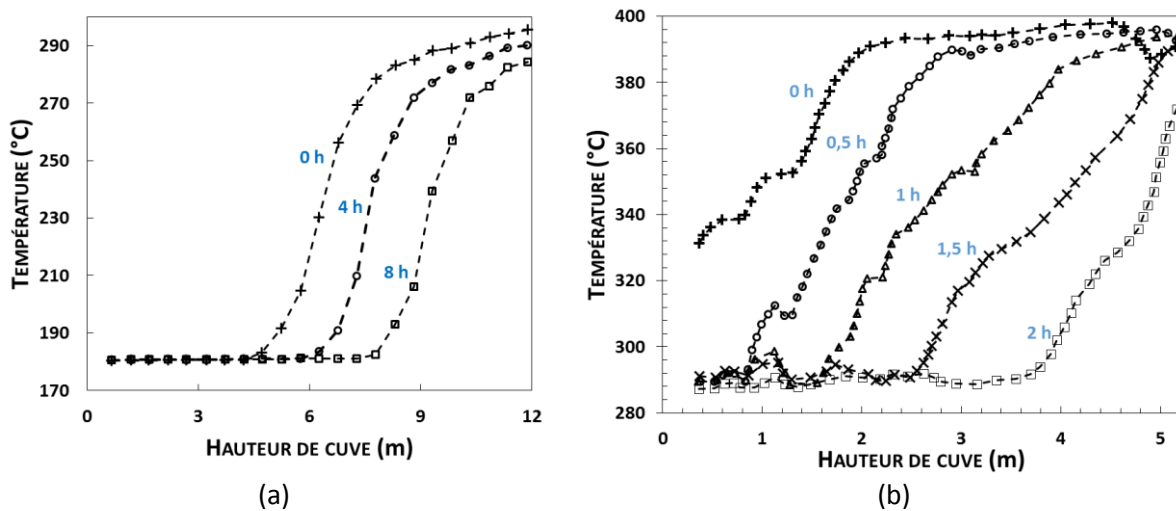


Figure 13 : Courbes expérimentales de décharge des cuves de la centrale Solar One (a) et du laboratoire Sandia (b)



### I.2.3.4.2. La cuve de l'ETH (Zurich)

Le laboratoire ETH de Zurich a développé une cuve de stockage dodécagonale, avec une paroi en béton, et une section plus importante en haut qu'en bas de la cuve. Cette cuve est enterrée dans le sol (Figure 14). Elle est remplie de différentes roches et est traversée par de l'air, pour une température de stockage allant jusqu'à 500 °C. L'intérêt de la section variable est double : une diminution des contraintes dues à l'expansion thermique des matériaux qui sont « dirigés » vers le haut de la cuve, et un volume relatif en haut de la cuve plus grand que celui d'en bas, donc une quantité de stock à température haute plus importante. En effet, la charge de la cuve s'effectuant par le haut et l'expansion de la thermocline étant quasiment indépendante du diamètre, la même épaisseur de zone chaude entraînera dans cette cuve un état de charge plus important que dans une cuve possédant une section homogène.



Figure 14 : Photographie de la cuve de stockage de l'ETH-Zurich

Cette cuve a été instrumentée comme il est montré sur la Figure 15-a. La température mesurée par chaque thermocouple est donnée au cours du temps (Figure 15-b). Les principaux résultats présentés par Zanganeh *et al.* [56] concernent une charge de la cuve pendant 110 h, avec un débit d'air inconnu.

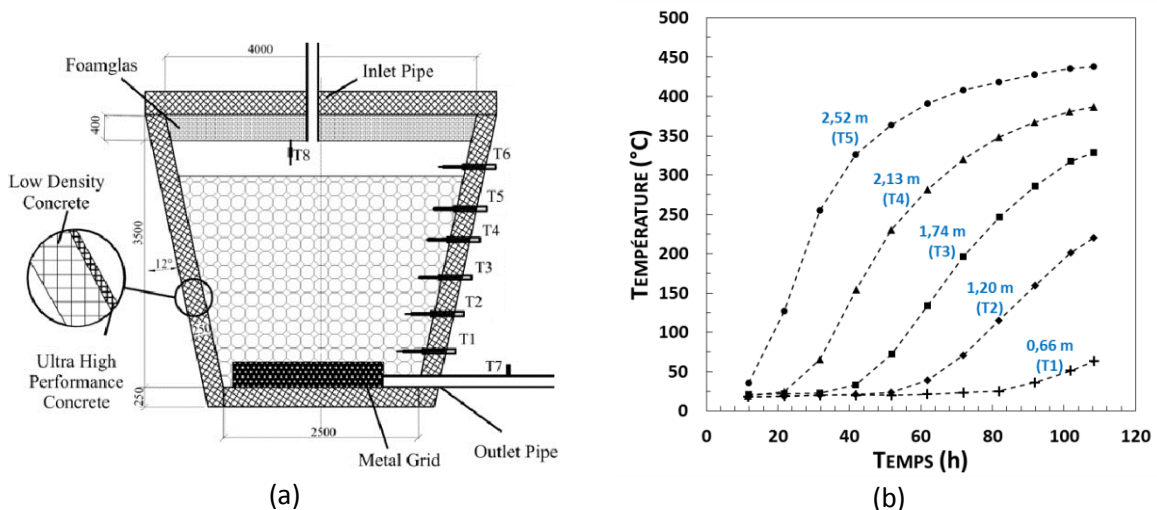


Figure 15 : (a) Schéma de la cuve de l'ETH-Zurich et position des différents thermocouples (b) Températures mesurées par chaque thermocouple en fonction du temps [56]

Zanganeh *et al.* ont ainsi montré la faisabilité d'une cuve thermocline avec de l'air comme fluide de transfert. La structure de la cuve a également constitué une innovation intéressante qui pourra influencer des travaux futurs.

### I.2.3.4.3. Les deux cuves de l'Institut National pour l'Énergie Solaire (INES) [71, 72]

L'INES a conçu deux cuves de stockage de type thermocline et de dimensions différentes (Figure 16).

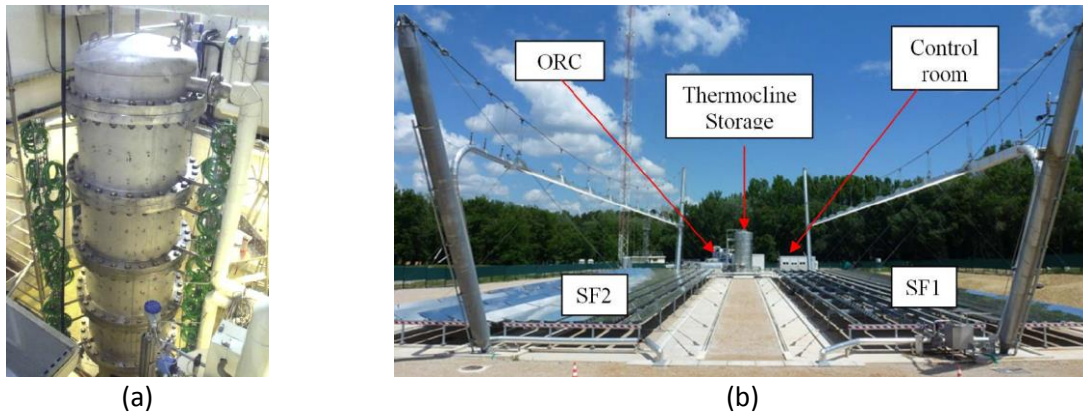


Figure 16 : Les deux cuves de l'INES : (a) Première cuve test [71] (b) Cuve implantée dans une centrale à collecteurs linéaires Fresnel [72]

Les principaux résultats de leurs travaux sur la première cuve sont représentés dans la Figure 17-a. La première figure représente les profils de température pendant une décharge. La température est adimensionnée par rapport à ses valeurs extrêmes ( $T_L$  et  $T_H$ ). La hauteur est adimensionnée par rapport à la hauteur totale de la cuve. Le temps est adimensionné par rapport à la vitesse superficielle relative moyenne du fluide dans la cuve (rapport entre vitesse du fluide entre les solides et taille totale de la cuve). Les auteurs ont effectué ce travail d'adimensionnement pour faciliter la comparaison de différents résultats de la même cuve ou de cuves distinctes.

La Figure 17-b représente les profils de température finaux pendant des cycles de charge et de décharge de cette même cuve. On voit alors qu'au fur et à mesure des cycles, la partie de la cuve effectivement utilisée est de plus en plus étroite : les états de charge finaux sont de plus en plus faible et l'énergie restante en fin de chaque décharge est de plus en plus importante. Après environ 10 cycles, une stabilisation est obtenue et les profils ne sont plus modifiés.

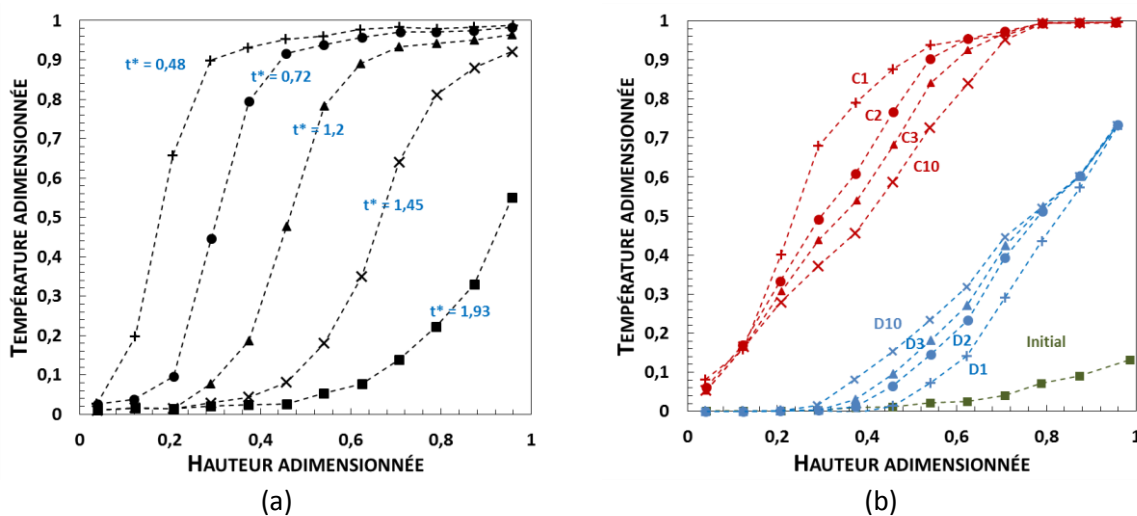


Figure 17 : Principaux résultats de l'INES. (a) Courbes de décharges au cours du temps, (b) profils finaux de températures pendant des cycles de charge et de décharge (C1=Charge n°1, D10=Décharge n°10) [71]

La seconde cuve est implantée dans une centrale solaire à collecteurs de type linéaire-Fresnel. Des résultats globaux sur la centrale sont fournis mais très peu concernent la thermocline [72].

### I.2.3.4.4. La première cuve du laboratoire PROMES-CNRS

Le laboratoire PROMES-CNRS a tout d'abord conçu une première cuve de taille modeste pour expérimenter ce type de stockage (Figure 18) [73].

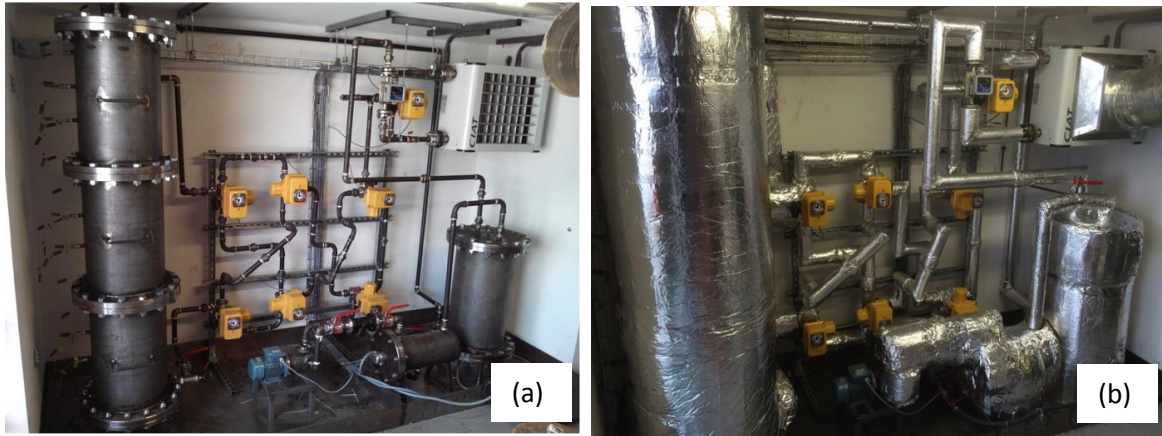


Figure 18 : Le démonstrateur du laboratoire PROMES-CNRS : (a) sans l'isolation (b) avec l'isolation [73]

Hoffmann *et al.* ont fourni des résultats concernant les profils de température (Figure 19-a), mais aussi la température de sortie de la cuve pendant un déstockage (Figure 19-b) [73]. Les auteurs ont également effectué une étude paramétrique expérimentale en déstockage, mais aussi en stockage, sur l'influence du diamètre des particules et sur l'influence du débit du fluide. Les résultats sont comparés par lecture de la hauteur de thermocline et de l'efficacité du système. Ils ont ainsi montré expérimentalement que les cuves thermoclines présentent une efficacité maximale pour un débit particulier. En dessous de ce débit, les pertes et la diffusion thermiques sont relativement trop importantes. Au-dessus de ce débit, l'échange thermique entre le fluide et le solide n'a pas le temps de s'effectuer en totalité et la taille de la thermocline augmente. Deux diamètres de solide ont été testés dans cette cuve ( $12 \cdot 10^{-3}$  m et  $40 \cdot 10^{-3}$  m). Une plus petite taille de particule a favorisé les échanges thermiques et a globalement augmenté l'efficacité du système. La valeur du débit optimal s'en est également retrouvée modifiée.

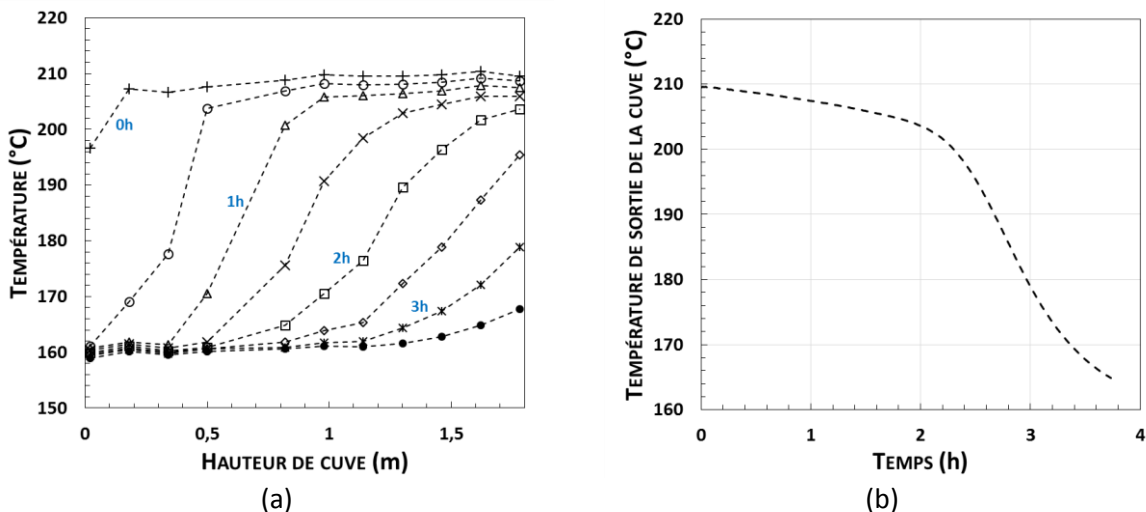


Figure 19 : Principaux résultats sur le démonstrateur du laboratoire PROMES : (a) profils de températures durant une décharge et (b) température de sortie pendant une décharge [73]

La seconde cuve de taille plus importante conçue dans le laboratoire PROMES-CNRS constitue une partie de la présente étude et sera donc présentée en détail dans la partie suivante.

## I.3. La centrale MicroSol-R

### I.3.1. Description générale de la centrale

La centrale solaire « MicroSol-R » (pour micro-centrale solaire pour la recherche) est un prototype expérimental de centrale solaire à concentration à technologie cylindro-parabolique. Elle produit de la chaleur grâce à trois collecteurs de  $50 \text{ kW}_{\text{th}}$  chacun et une résistance électrique d'appoint de  $70 \text{ kW}$ . En régime de fonctionnement nominal, le fluide de transfert, de l'huile Jarysol®, est chauffé de  $220 \text{ °C}$  à  $300 \text{ °C}$ . Un stockage thermique de type thermocline d'environ  $250 \text{ kWh}$  (dans la gamme de température précédemment définie) permet de pallier les problèmes d'intermittence de la ressource solaire sur de courtes périodes (environ  $1\text{h}30$ ). Au stockage de type thermocline s'ajoute un stockage conventionnel à deux cuves d'une capacité énergétique de  $45 \text{ kWh}$ .

Un générateur de vapeur permet de transférer l'énergie calorifique collectée par l'huile à de l'eau qui passe à l'état vapeur dans un circuit secondaire. Cette vapeur suit ensuite les étapes d'un cycle thermodynamique classique : détente, condensation et compression. Un cycle organique de Rankine constituant un circuit tertiaire a été connecté *ex post* au circuit secondaire, en série avec le condenseur initial. Ce cycle thermodynamique est capable de produire une puissance électrique de  $15 \text{ kW}$  dans ses conditions nominales de fonctionnement. Tous les éléments principaux constituant la centrale, à l'exception des collecteurs, de la machine ORC et du condenseur, sont situés dans un local dédié. Un schéma général de la microcentrale solaire est proposé dans la Figure 20. Y sont représentés tous les éléments constitutifs précédemment décrits.

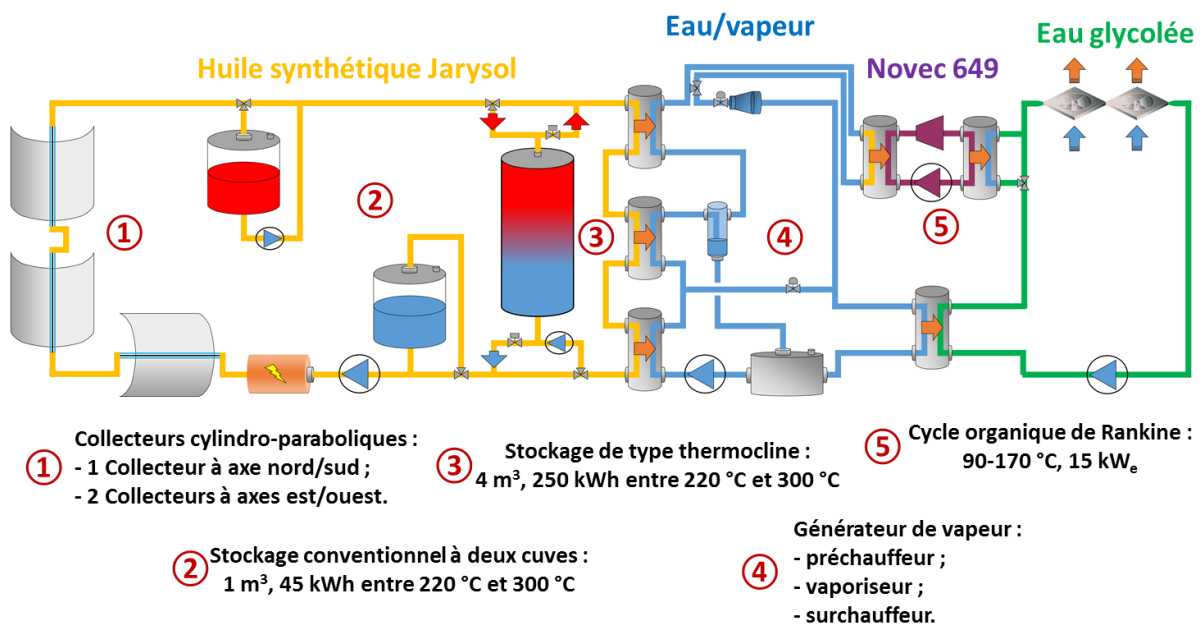


Figure 20 : Schéma général de la centrale MicroSol-R

### I.3.2. Le fluide de transfert thermique

Le fluide de transfert utilisé dans la centrale est de l'huile Jarytherm® DBT (dibenzyltoluène), désormais appelée Jarysol® [75]. Cette huile synthétique produite par la société française Arkema a été choisie pour ses propriétés thermiques et pour sa faible pression de vapeur, en comparaison des huiles classiquement utilisées dans les centrales solaires. En effet, non seulement cette huile présente une capacité énergétique volumique supérieure à la moyenne (Figure 21-a), mais elle ne nécessite pas d'être circulée sous pression, grâce à une pression de vapeur inférieure à l'atmosphère jusqu'à environ 380 °C (Figure 21-b).

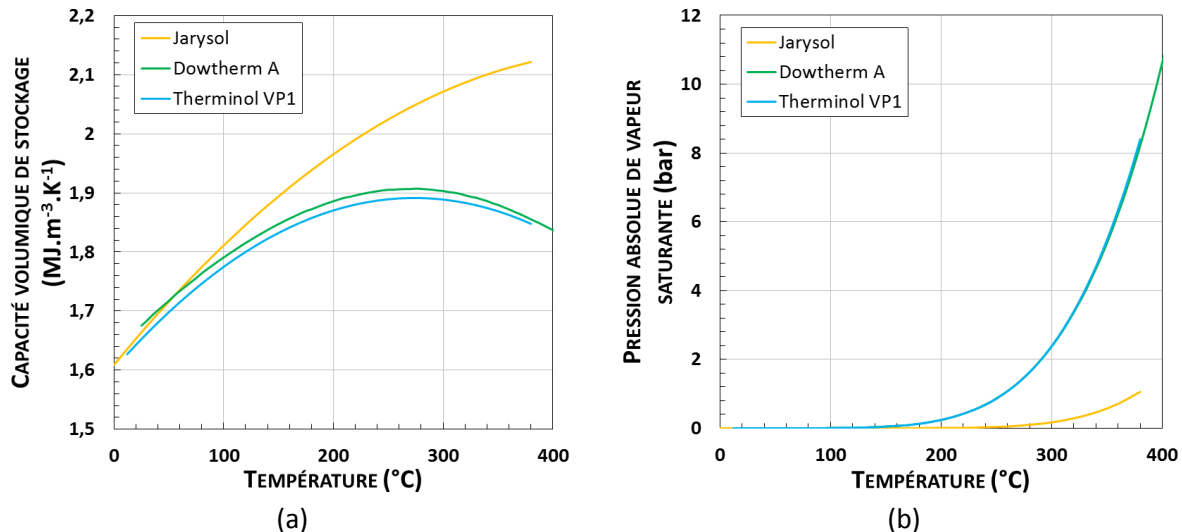


Figure 21 : Comparaison entre l'huile Jarysol® de l'huile Therminol VP1 (a) au niveau de la capacité énergétique volumique et (b) au niveau de la pression de vapeur saturante [75-77]

Cependant, cette huile ne peut être utilisée au-dessus de 350 °C, et il est même conseillé de l'utiliser à 300 °C pour augmenter sa durée de vie. Ceci est un inconvénient important en comparaison de l'huile Therminol® VP1 [76] ou à l'huile Dowtherm® A [77] qui sont utilisées à 400 °C dans les centrales solaires à concentration en opération.

### I.3.3. La cuve de stockage à thermocline

Le stockage d'énergie dans la microcentrale est principalement constitué d'un réservoir de stockage de type thermocline. Cette cuve mesure environ 3 mètres de haut, pour un diamètre extérieur d'environ 1,3 mètre. Le garnissage solide est maintenu dans la cuve grâce à 4 paniers métalliques facilitant son insertion et son extraction (dans le but de changer le type de matériau et d'éviter les contraintes liées au *thermal ratcheting*). Enfin, la cuve est isolée grâce à 20 cm de laine minérale. Toutes ses caractéristiques sont détaillées dans la Figure 22 et dans le Tableau 10. Une photo de la cuve nue est présentée dans la Figure 23-a.

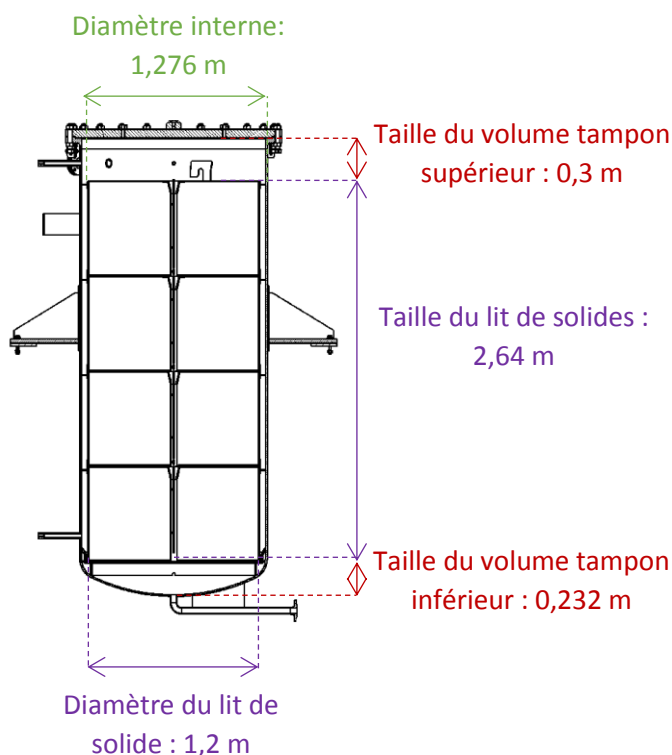


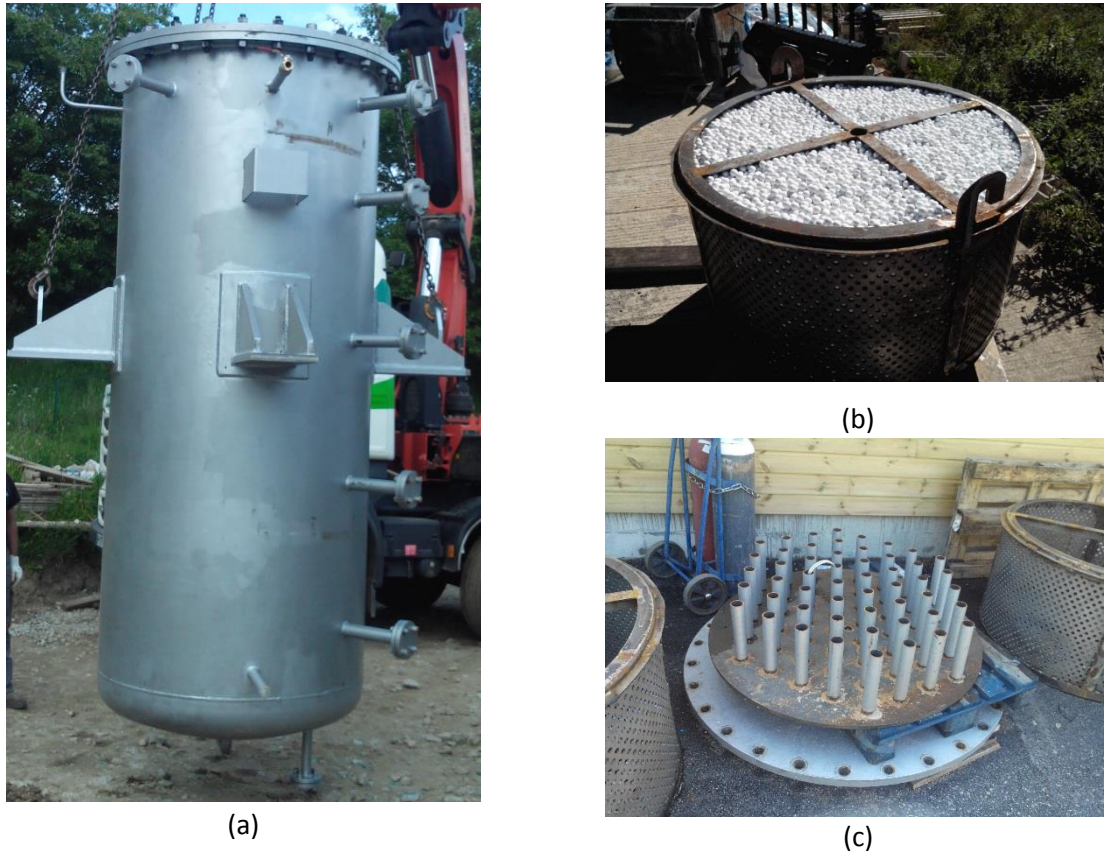
Figure 22 : Schéma général de la cuve thermocline de MicroSol-R

Dénomination	Valeur
Volume interne de la cuve	4 m <sup>3</sup>
Volume tampon supérieur	0,38 m <sup>3</sup>
Volume tampon inférieur	0,27 m <sup>3</sup>
Volume au niveau du lit de solide	3,38 m <sup>3</sup>
Masse d'alumine	6280 kg
Porosité au niveau du lit de solide	48,5 %
Masse totale d'acier	1720 kg

Tableau 10 : Caractéristiques principales de la cuve thermocline de MicroSol-R

Les paniers, d'une masse d'environ 95 kilogrammes chacun, ont en premier lieu été remplis avec des billes d'alumine de diamètre moyen 2 cm (Figure 23-b). Au niveau de l'axe de la cuve, un espace central d'un diamètre de 5 cm reste vide de matériaux solides et permet l'insertion d'une canne contenant tous les thermocouples mesurant la température en son centre. Le fond des paniers est perforé d'une multitude de trous de 1,5 cm de diamètre pour laisser passer le flux d'huile entrant. Le tube central est également perforé par endroit pour une meilleure homogénéisation du flux et de la température.

Les volumes tampons sont occupés par des diffuseurs homogénéisant, sur toute la section de la cuve, la vitesse du fluide entrant (non représentés dans la Figure 22, mais en photo sur la Figure 23-c).



**Figure 23 : (a) La cuve thermocline de la centrale MicroSol-R non isolée et avant son installation ; (b) un panier rempli de billes d'alumine ; (c) un diffuseur de la cuve**

À partir de la différence de masse entre les paniers à vide et les paniers pleins, la porosité dans les paniers a été estimée à 41,7 %. Ce résultat est cohérent avec les valeurs généralement obtenues pour un lit constitué de matériaux désordonnés de mêmes dimensions. Cependant, puisque les paniers ne remplissent pas tout le diamètre de la cuve (il y a un espace entre la paroi du panier et la paroi interne de la cuve), la porosité de la cuve sur toute la hauteur du lit de solide est plus élevée : 48,5 %. Une collerette sur chaque panier permet toutefois d'empêcher les chemins préférentiels au niveau des bords de la cuve.

Les matériaux de stockage testés dans ce système sont au nombre de trois : l'alumine, le Cofalit® et les cendres volantes frittées en briques. Tous trois sont des céramiques réfractaires qui seront définies en détail dans la section II.1.1.2.

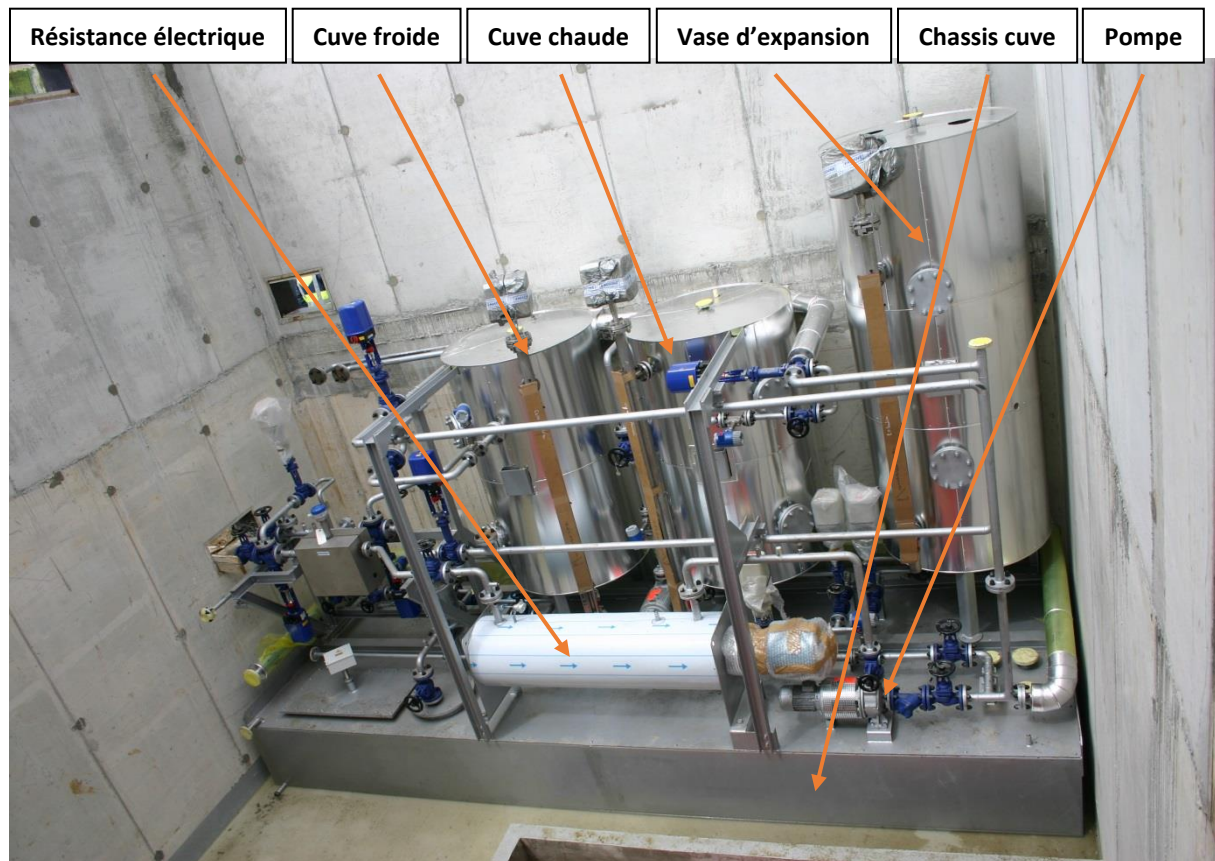
## I.3.4. Autres éléments de la centrale

### I.3.4.1. Les deux cuves de stockage « conventionnel »

La microcentrale est également pourvue de deux cuves de stockage de 1 m<sup>3</sup> qui permettent un stockage « conventionnel » de l'énergie.

Les deux cuves possèdent toutes deux les mêmes caractéristiques, à savoir un diamètre d'environ 1 mètre, une hauteur d'environ 1,5 mètres et une isolation grâce à 10 cm de laine minérale.

Les deux cuves de stockage sont visibles à la Figure 24, sur le châssis cuve qui peut récupérer l'huile lors des vidanges de l'installation (lors des arrêts prolongés ou des maintenances), à côté du vase d'expansion de la centrale (cuve la plus grande) et derrière la résistance électrique d'appoint.



*Figure 24 : Les deux cuves de stockage thermique conventionnel, à côté du vase d'expansion (à droite) et derrière la pompe générale, tout ceci disposé sur le châssis cuve*

La particularité du stockage deux cuves présenté ici est le fait qu'il soit direct : le même fluide est utilisé et pour le stockage et comme fluide de transfert dans les récepteurs.

En période de stockage, une partie du fluide qui est circulé dans le champ solaire à l'aide de la pompe principale est directement stockée dans la cuve chaude, tandis que du fluide froid est naturellement extrait de la cuve froide (c'est-à-dire qu'aucune pompe n'est utilisée pour extraire le fluide froid de la cuve froide. Cette dernière joue le rôle de vase d'expansion et se vide dans le système quand la pression de ce dernier diminue). Pendant le déstockage, une pompe extrait le fluide chaud de la cuve chaude et la cuve froide est naturellement remplie de fluide froid, en jouant le rôle de vase d'expansion.



### **I.3.4.2. Pompe, résistance d'appoint, vase d'expansion et châssis de la cuve**

L'huile circule dans les collecteurs, dans la thermocline (charge), dans la cuve chaude (charge) et dans le générateur de vapeur grâce à une unique pompe possédant un débit maximal de  $7,43 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ . La puissance de fonctionnement de cette pompe, et donc son débit, peut être contrôlée manuellement par l'intermédiaire d'un variateur de fréquence. La thermocline et la cuve chaude possèdent également des pompes dédiées à la décharge, contrôlables également.

La résistance d'appoint est située immédiatement en aval de la pompe principale. Sa puissance peut être modulée manuellement de 0 % à 100 % (70 kW), ou automatiquement (température de sortie de résistance constante, ou compensation de puissance solaire).

Pour éviter des réactions d'oxydation entre de l'huile et de l'air qui accélèreraient son vieillissement et augmenteraient le risque d'incendie, le fluide thermique est préférentiellement mis en contact avec de l'azote. Ainsi, tous les points hauts du circuit sont directement reliés à un vase d'expansion à contact direct (sans membrane) et rempli partiellement d'azote. Seules les cuves de stockage sont directement reliées au circuit d'azote en leurs points hauts respectifs.

Dans le vase d'expansion, l'espace non occupé par l'huile l'est donc par de l'azote. Initialement presque vide de liquide, le vase se remplit d'huile au fur et à mesure de la chauffe (et donc de l'expansion thermique du fluide caloporteur), en poussant l'azote vers l'extérieur. Lors du refroidissement, l'huile se contracte et de l'azote est réinjecté dans le vase d'expansion pour remplir le volume vide ainsi créé.

Enfin, tous ces éléments sont situés sur un châssis cuve dont le but est de recueillir toute l'huile de l'installation en cas de vidange. Une vidange survient automatiquement en cas de problème dans la centrale.

### **I.3.4.3. Métrologie**

La mesure de l'ensoleillement (normal direct, diffus et global) n'est pas effectuée directement au niveau de la centrale, mais sur le toit du four solaire situé à quelques dizaines de mètres de cette dernière. La mesure de la température extérieure est quant à elle effectuée par un capteur situé sur un mur du local, dans un endroit protégé prévu à cette effet. Un autre capteur permet également de connaître la température à l'intérieur du local. La vitesse du vent est mesurée grâce à un anémomètre situé sur le toit du local. Des capteurs de température de type PT100 et des capteurs de pression de type Optibar P1010-C sont répartis dans tout le système, notamment en amont et en aval de chaque constituant. Les capteurs de température ont une précision allant de  $0,5 \text{ }^\circ\text{C}$  à  $0,9 \text{ }^\circ\text{C}$ , en fonction de la température. Les capteurs de pression ont une incertitude de 0,25 %. Le débit général est mesuré grâce à un débitmètre Coriolis, avec une précision de 0,1 %. Les autres débits (déstockage thermocline, déstockage cuve chaude, vapeur produite) sont quant à eux mesurés grâce à des débitmètres à effet vortex, avec une précision de 0,5 %.

Tous les thermocouples utilisés pour mesurer la température dans la centrale sont de type TRA-P14 avec un transmetteur de type PT100, pour une précision de la mesure d'environ  $1,2 \text{ }^\circ\text{C}$ . Les pressions mesurées le sont grâce à des capteurs de type UNIK 5000, avec une précision de 0,28 bars.

## **I.4. Problématique du travail de thèse**

La centrale MicroSol-R, construite dans le même temps qu'a été effectué ce doctorat, est un outil complet de recherche expérimentale sur tous les éléments d'une centrale solaire à concentration industrielle : collecteurs, récepteurs, stockage, production de chaleur, production d'électricité, etc. Il est également possible de connecter d'autres éléments pour utiliser la chaleur produite par le système (groupe froid à absorption, désalinisateur...).

Un aspect novateur de cette centrale est l'insertion d'une cuve de stockage thermocline en son sein. Jusqu'ici, les expérimentations de cuves de stockage thermocline leur étaient dédiées. Dans le cas présent, la cuve thermocline n'est qu'une partie d'un ensemble plus grand, et son comportement thermique a donc une influence sur les autres composants du système.

La problématique de ce travail de thèse était donc l'étude du comportement de l'ensemble du système, et notamment de l'influence de la température variable en sortie de la cuve thermocline sur les comportements du champ solaire et du générateur de vapeur.

L'accent de ce travail est donc mis sur la cuve thermocline : étude expérimentale et numérique de son comportement, qualification de ses performances et proposition de stratégies de contrôle adaptées pour le système global.

L'étude du système global nécessitant celle de chacun de ses sous-systèmes, les performances des collecteurs nécessitaient d'être qualifiées, et un modèle de centrale avec tous ses composants étaient nécessaires. L'utilisation d'outils de simulation peut ensuite permettre d'aller au-delà des limitations expérimentales imposées par la centrale MicroSol-R.

Mais l'utilisation d'une cuve thermocline nécessite une étude préliminaire de la compatibilité entre le fluide de transfert et le matériau de garnissage solide. Ce manuscrit démarre donc par cette étude intrinsèque de la cuve thermocline, puis s'éloigne peu à peu de son comportement interne pour étudier celui de l'ensemble du système.



## CHAPITRE II – ÉTUDE DES PERFORMANCES GÉNÉRALES DU STOCKAGE THERMOCLINE DE MICROSOL-R

---

Antérieurement à l'étude des performances de la cuve thermocline à l'intérieur de la centrale solaire, deux études préliminaires sont nécessaires :

- la vérification de la compatibilité entre le fluide de transfert et les matériaux solides qui garniront potentiellement la cuve ;
- l'étude des performances typiques du système de stockage, c'est-à-dire dans des conditions idéales de fonctionnement.

La vérification de la compatibilité entre fluide et solide qui seront en contact dans la cuve s'effectue par des tests simples de mise en contact à haute température des deux entités, et en l'analyse des propriétés des échantillons ainsi vieilliss. Cette étude constitue la première sous-partie de ce chapitre.

### II.1. Compatibilité entre le fluide de transfert et les matériaux de stockage solides<sup>1</sup>

Dans une cuve de stockage thermique de type thermocline sur lit de solides, le fluide de transfert thermique est directement en contact avec les matériaux solides. Ce contact peut mener à une détérioration d'une ou des deux entités en présence. C'est pourquoi plusieurs études se sont penchées sur la vérification de cette compatibilité.

Par exemple, des chercheurs du laboratoire Sandia aux États-Unis ont travaillé sur l'effet de sels fondus Hitec<sup>®</sup>XL (48 %  $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$ , 7 %  $\text{NaNO}_3$ , 45 %  $\text{KNO}_3$ ) sur le quartzite et ont démontré une bonne compatibilité entre les deux éléments [50]. Des travaux effectués au laboratoire PROMES-CNRS ont quant à eux porté sur les matériaux issus de déchets et les coproduits industriels, notamment le Cofalit [40, 78, 79], mais aussi les laitiers de sidérurgie ou les cendres volantes. Les laitiers de fours électriques et les laitiers de convertisseurs ont montré la plus grande faiblesse vis-à-vis de la corrosion due aux sels de type « *solar salt* » (60 %  $\text{NaNO}_3$ , 40 %  $\text{KNO}_3$ ) [52]. Cependant, peu d'études s'orientent sur la dégradation du fluide de transfert, qui peut être accélérée par la présence des matériaux solides [49], car la plupart des tests antérieurs portaient sur les sels fondus, connus pour être corrosifs.

Dans le cas de la centrale MicroSol-R, l'étude de compatibilité s'effectue entre une huile synthétique et des matériaux solides. Bien que les huiles thermiques ne soient pas corrosives, elles pourraient agir sur les matériaux solides par des réactions chimiques non prévues. De même, la présence des matériaux solides peut accélérer la dégradation de l'huile et surtout détériorer sa stabilité et ses propriétés thermiques. Or, toute modification des propriétés thermiques de l'huile influe sur la qualité des transferts thermiques qui lui sont associés et peut ainsi détériorer les performances de la centrale solaire. C'est pourquoi une étude préliminaire consistant en la mise en contact de l'huile et de chaque matériau solide pendant 500 heures et à 330 °C a été effectuée.

<sup>1</sup>Le travail de cette section a donné lieu à une publication scientifique :

- T. Fasquelle, Q. Falcoz, P. Neveu, J. Walker, G. Flamant, "Compatibility study between synthetic oil and vitrified wastes for direct thermal energy storage", Waste and Biomass Valorization, 2017.

Contrairement aux études antérieures, une attention particulière a été portée sur le vieillissement de l'huile thermique. L'effet de ce vieillissement a été suivi à travers un certain nombre de mesures de ses propriétés, telles que l'acidité, le point éclair, la capacité thermique, la densité, la viscosité et la conductivité thermique. En ce qui concerne le solide, les modifications potentielles dues au contact avec l'huile ont été étudiées de deux manières : par une analyse de sa structure cristalline (diffraction aux rayons X) et par l'analyse de leur composition de surface à l'aide d'un microscope électronique à balayage.

Après une description du dispositif expérimental, des matériaux testés et du matériel de mesure des différentes propriétés étudiées, cette section a donc pour but de comparer les résultats obtenus sur les échantillons vieillis à ceux obtenus sur les échantillons de référence.

## II.1.1. Description de l'expérience

### II.1.1.1. Présentation du banc expérimental

Le banc de compatibilité utilisé dans cette étude se situe au laboratoire PROMES-CNRS, sur le site d'Odeillo. Il est constitué de quatre réservoirs d'un volume d'environ 2,3 litres chacun, hermétiquement fermés par des brides pleines (Figure 25). Une atmosphère inerte est créée en retirant l'air initialement présent dans la cuve et en y injectant de l'azote, avec une pression relative de 0,4 bars. Le remplacement de l'oxygène de l'air par l'azote permet d'éviter une oxydation avancée de l'huile à haute température, processus qui détériorerait prématurément le fluide de transfert. La pression est contrôlée grâce à un capteur manométrique situé sur le haut du réservoir. L'azote permet également d'extraire l'huile à l'intérieur de la cuve par surpression, en l'évacuant vers un tuyau d'extraction prévu à cet effet (Figure 26). Autour de chaque réservoir est enroulée une résistance chauffante, et les pertes thermiques sont limitées grâce à une épaisseur de 5 cm de Microtherm SlimFlex<sup>®</sup> (isolant microporeux formé de silice).



**Figure 25 : (a) Le banc de compatibilité ; les quatre réacteurs et un four sous hotte aspirante (b) Une cuve : récipient métallique chauffé par une résistance enroulée autour d'elle et entourée d'isolant**

Deux sondes de température insérées dans deux doigts de gant (un en profondeur, un en surface) permettent de connaître à tout instant la température du fluide et d'assurer la régulation et la sécurité par le coffret électrique. La température de la paroi peut être surveillée grâce à un capteur de température placé entre l'isolant et la cuve (non représenté ici).

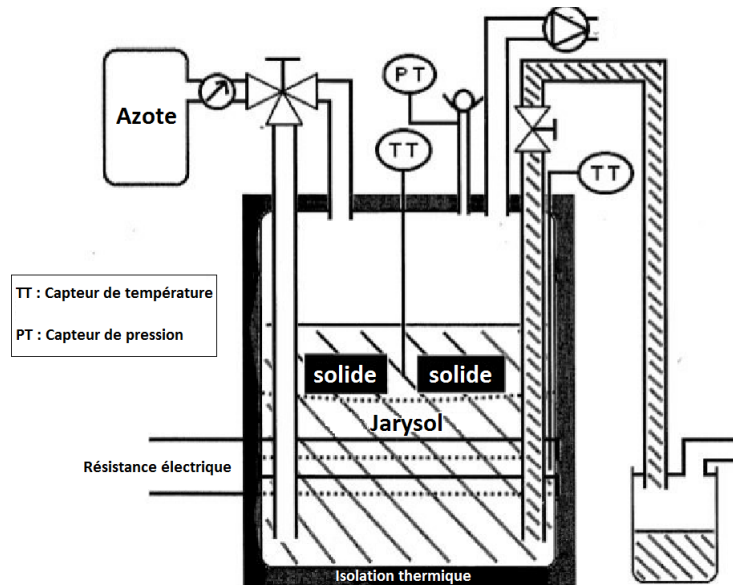


Figure 26 : Schéma du banc expérimental permettant les tests de compatibilité

### II.1.1.2. Présentation des matériaux

Pour les tests de compatibilités avec l'huile Jarysol®, trois matériaux solides ont été éprouvés : l'alumine, le Cofalit, et les cendres volantes (Figure 27).



Figure 27 : Photographies des trois matériaux solides testés : de gauche à droite : une bille d'alumine, du Cofalit et des cendres volantes frittées en brique

L'alumine est un composant naturel possédant une densité et une capacité thermique élevées (Tableau 11). Elle est disponible dans le commerce, principalement sous forme de sphères.

Le Cofalit est une céramique obtenue à partir de la vitrification de déchets amiantés, ce qui supprime son caractère dangereux. Il est ensuite utilisé comme remblais d'autoroute par exemple.

Les cendres volantes sont des déchets des centrales au charbon ou des incinérateurs qui peuvent être nocifs et qui sont donc récupérés par des filtres en sortie de la combustion. Puisque les cendres sont obtenues sous forme de poudres, elles sont liées avec de l'eau, compressées, moulées sous forme de blocs, puis frittées à haute température pour souder les particules entre elles.

Le Cofalit et les cendres volantes sont donc des matériaux issus de déchets, qui possèdent en outre des propriétés thermiques attrayantes (Tableau 11). Utiliser des déchets est un choix respectueux de

l'environnement (écologie circulaire), toutefois ces matériaux sont hétérogènes et pourraient avoir de multiples réactions avec l'huile.

<sup>(a)</sup> valeurs données pour une température de 20 °C

Matériau	Origine	$\rho^{(a)}$ ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ )	$C_p^{(a)}$ ( $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ )	$CVS^{(a)}$ ( $\text{kJ}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{K}^{-1}$ )	$k^{(a)}$ ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ )
Alumine	Matériau naturel	3670	750	2752	21
Cofalit	Déchets amiantés	3120	800 - 1034	2496-3226	1,4-2,1
Cendres volantes	Centrales à charbon	2600	735-1300	1911-3380	1,3-2,1

**Tableau 11 : Propriétés thermiques des différents matériaux testés (valeurs données à la température ambiante)**

### II.1.1.3. Protocole des tests

Dans le but de vérifier la compatibilité entre l'huile thermique et les différents matériaux solides, des tests de vieillissement accéléré ont été effectués. Les expérimentations ont consisté à remplir les cuves avec les solides dans leur forme originelle (des sphères pour l'alumine) ou concassés (en vrac pour le Cofalit et les cendres volantes) avec un diamètre moyen compris entre  $1\cdot 10^{-2}$  m et  $2\cdot 10^{-2}$  m. L'espace interstitiel a ensuite été rempli avec de l'huile. L'objectif était ainsi d'obtenir une porosité équivalente à celle existant dans la cuve de stockage thermocline de la centrale Microsol-R. L'air a ensuite été retirée et remplacée par de l'azote, dans le but d'empêcher l'oxydation de l'huile. Les cuves ont ensuite été chauffées jusqu'à 330 °C et maintenues dans ces conditions pendant 500 heures.

La durée choisie est identique à celle choisie dans d'autres études de ce type [51, 52]. Les tests isothermes sont généralement utilisés car ils consistent en le maintien des différentes entités dans les conditions extrêmes de la centrale. Ici, la température a été choisie dans le but d'obtenir un vieillissement accéléré de l'huile. En effet, le fournisseur de l'huile, Arkema, a effectué des tests préalables de vieillissement de l'huile et s'est focalisé sur la dégradation de la molécule principale, le dibenzyltoluène (DBT), au cours du temps et en fonction de la température. Il en a été conclu qu'augmenter de 10 °C la température de vieillissement divise environ par deux la durée de vie de l'huile. Dans les conditions expérimentales choisies (330 °C), les tests de vieillissement pourraient alors représenter 4000 heures d'opération de la centrale à une température haute de 300 °C, soit 1,4 année si la centrale est utilisée 8 heures par jour, tous les jours.

Un vieillissement d'huile seule (sans contact avec un quelconque matériau de garnissage) dans les mêmes conditions a également été effectué et sert de référence aux autres évaluations.

### II.1.1.4. Mesures et instruments

Contrairement aux sels fondus qui sont connus pour être corrosifs, les huiles thermiques ne sont pas répertoriées comme des fluides dégradant les solides en leur contact. Il était donc peu probable d'obtenir une quelconque modification des propriétés de ces derniers. L'accent a donc été porté sur la dégradation des propriétés physico-chimiques et thermiques des échantillons d'huile. Seules quelques analyses vérificatrices ont été réalisées sur les solides.

### II.1.1.4.1. Mesures des propriétés de l'huile

Trois propriétés physico-chimiques ont été mesurées dans le but d'évaluer l'intensité de la dégradation de l'huile :

- le point éclair ;
- le DBT résiduel ;
- l'acidité.

Le point éclair correspond à la température à partir de laquelle les vapeurs provenant de l'huile peuvent être enflammées avec une source d'ignition. Il représente donc la stabilité thermique de l'huile et a été mesuré à vase ouvert en utilisant la méthode de Cleveland [80] et en respectant la norme ISO 2592. L'erreur au niveau de la mesure du point éclair est de 12 °C.

Le DBT est la molécule principale contenue dans l'huile Jarysol®, anciennement nommée Jarytherm® DBT. Mesurer la concentration en DBT permet de quantifier la dégradation de l'huile en différents produits : légers, lourds, et autres. Les produits légers sont appelés ainsi car ils ont une température de vaporisation plus faible que celle du DBT tandis que les produits lourds ont une température de vaporisation relativement élevée. Les autres produits ne sont pas identifiés. Ces proportions ont été mesurées grâce à un chromatographe en phase gazeuse (modèle 6890 Agilent Technologies), avec une erreur sur la mesure de 2 %.

Mesurer l'acidité de l'huile permet de vérifier l'absence d'oxygène durant son traitement thermique. L'acidité a été mesurée par détermination potentiométrique directe, avec une solution de tétra-n-butyl dans un environnement de toluène/méthanol, avec une erreur sur la mesure de 0,146 meq[H<sup>+</sup>] pour 100 g.

La mesure des propriétés thermique de l'huile permet d'étudier la qualité des échanges thermiques qui vont être induits son utilisation. En effet, les coefficients d'échange concernant le fluide dépendent principalement des quatre propriétés mesurées ici : la conductivité thermique, la capacité thermique, la densité, et la viscosité dynamique. Par exemple, pour un fluide circulant dans un tube, le coefficient d'échange thermique entre le fluide et le tube peut-être exprimé en fonction du nombre de Nusselt (Équation 4) :

$$h_{conv} = \frac{Nu \cdot k_f}{D_{tube}} \quad \text{Équation 4}$$

$D_{tube}$  étant le diamètre du tube et  $\lambda_f$  la conductivité thermique du fluide. Nu est le nombre de Nusselt (nombre adimensionnel) et peut-être estimé par l'Équation 5 (corrélation de Colburn) si le régime d'écoulement est turbulent.

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,333} \quad \text{Équation 5}$$

Re étant le nombre de Reynolds (sans unité, défini à l'Équation 6) et Pr le nombre de Prandtl (sans unité, définie à l'Équation 7). Le régime d'écoulement est turbulent si le nombre de Reynolds est supérieur à une valeur limite, généralement prise aux alentours de 4000.

$$Re = \frac{\rho_f \cdot u_f \cdot D_{tube}}{\mu_f} \quad \text{Équation 6}$$

$$Pr = \frac{\mu_f \cdot C_f}{k_f} \quad \text{Équation 7}$$

$\rho_f$  étant la masse volumique ou densité du fluide,  $\mu_f$  sa viscosité dynamique,  $C_f$  sa capacité thermique, et  $u_f$  sa vitesse d'écoulement.



Mais ces propriétés sont également importantes pour d'autres raisons :

- le produit de la densité et de la capacité thermique du fluide donne la capacité de stockage volumétrique de l'huile. Il est donc préférable de les maintenir à une valeur haute ;
- la viscosité détermine la consommation de la pompe permettant la circulation du fluide. Plus un fluide est visqueux et plus l'énergie dépensée par la pompe est grande.

La conductivité thermique a été mesurée grâce à la méthode du fil chaud, couplée avec la mesure de la réponse au niveau de la troisième harmonique (méthode «  $3\omega$  »), avec une erreur relative de 2 % sur la mesure [81, 82]. La densité a été déterminée en mesurant l'expansion thermique dans un tube en verre très fin (pycnomètre) [83], avec une erreur relative sur la mesure de 2,5 %. La capacité thermique a été mesurée grâce à un calorimètre Calvet C80 Setaram, avec une erreur relative de 1 % sur la mesure. La viscosité a été déterminée grâce à un rhéomètre Ares-G2 (TA instrument), avec une erreur de 10 % sur la mesure.

#### **II.1.1.4.2. Mesures des propriétés des solides**

Bien que l'huile ne soit pas corrosive, des réactions chimiques imprévues pourraient avoir lieu entre cette dernière et les échantillons solides, ce qui pourrait conduire à la détérioration de ceux-ci. La composition atomique de la surface des échantillons, ainsi que leurs structures cristallines ont donc été surveillées.

La composition atomique des surfaces a été quantifiée grâce à un microscope électronique à balayage de type HITACHI S4500, avec un Canon à émission de champ.

La structure cristalline des matériaux a été déterminée grâce à un diffractogramme de la gamme PANanalytical X'Pert Pro (CuK $\alpha$  radiation,  $\lambda = 0,15418$  nm) [84].

### **II.1.2. Résultats**

Après tous les tests de compatibilité, toutes les mesures précédemment décrites ont été effectuées sur les échantillons d'huile et de solides. Les résultats concernant l'huile sont donc concaténés dans une première partie et suivis de ceux obtenus sur les échantillons solides.

#### **II.1.2.1. L'huile**

Comme il a déjà été précisé, deux types de mesures ont été effectuées sur les échantillons d'huile : en premier lieu celles des propriétés physico-chimiques des échantillons et en second lieu les propriétés thermiques du fluide de transfert.

##### **II.1.2.1.1. Propriétés physico-chimiques**

La dégradation de l'huile a tout d'abord été étudiée à travers l'étude de la décomposition de sa molécule principale, le DBT, en différents produits. Les résultats concernant le DBT résiduel des huiles vieilles, ainsi que les proportions des produits de la décomposition sont donc présentées dans la Figure 28.

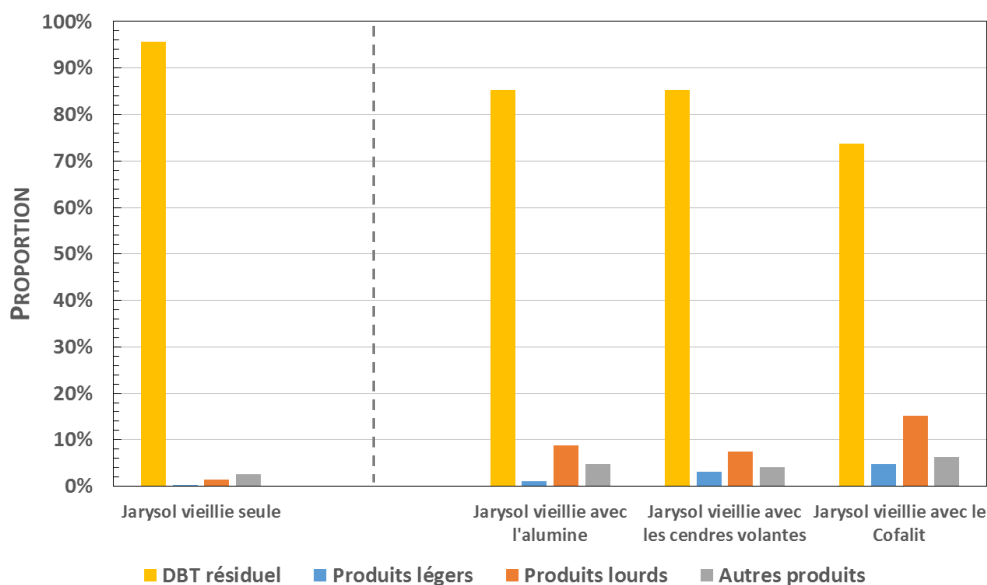


Figure 28 : Proportions des différents constituants de l'huile après vieillissement : échantillon de référence à gauche et échantillons vieillis avec les différents solides à droite

Le graphique montre tout d’abord que le DBT résiduel de l’huile vieillie seule est de 95,6 %, ce qui constitue un résultat de référence, car il reflète la dégradation inévitable de l’huile en raison de la température d’utilisation.

Après contact avec les différents solides, la dégradation de l’huile est plus importante dans le cas du Cofalit (DBT résiduel : 73,7 %), avec beaucoup de produits lourds et de produits légers, tandis que les deux autres cas présentent des DBT résiduels identiques (85,3 %)

Le contact avec des solides semble donc avoir un impact sur la teneur en DBT de l’huile, ce qui est un indicateur d’une dégradation accélérée.

Le Tableau 12 présente les résultats concernant le point éclair, les produits légers, l’acidité, la teneur en eau et le DBT résiduel pour chaque cas.

Échantillon	Point éclair (°C)	Produits légers (%)	Acidité (meq[H <sup>+</sup> ] pour 100 g)	Teneur en eau (ppm)	DBT résiduel (%)
Jarysol® vieillie seule	228	0,34	<0,01	78	95,6
Jarysol® vieillie avec les cendres volantes	212	3,16	<0,01	187	85,3
Jarysol® vieillie avec du Cofalit	196	4,82	<0,01	192	73,7
Jarysol® vieillie avec de l’alumine	222	1,10	<0,01	112	85,3

Tableau 12 : Propriétés physico-chimiques des différents échantillons d'huile après vieillissement

Aucune acidité n’a été détectée pour tous les échantillons, ce qui signifie que l’atmosphère inerte a été maintenue durant la totalité des tests et qu’il n’y a donc pas eu d’oxydation de l’huile.

Tous les points éclair ont diminué après le vieillissement. Malgré un DBT résiduel identique pour les cas de l’alumine et des cendres volantes, les points éclair finaux sont différents (respectivement 222 °C et 212 °C). Ceci peut être expliqué par la différence de proportion des produits légers dans le total des produits (1,10 % contre 3,16 %, respectivement).

En effet, le contact avec les cendres volantes a entraîné davantage de produits légers, et donc une capacité d’ignition plus importante en raison de ces produits volatils, que le contact avec l’alumine.

L'huile qui a été en contact avec le Cofalit présente une fois de plus les moins bons résultats, avec une baisse du point éclair de 230 °C à 196 °C, et une proportion finale de produits légers de 4,82 %. Le point éclair peut être un paramètre limitant car l'huile pourrait devoir être changée si elle voyait son point éclair baisser de façon trop importante. En effet, bien qu'il ne semble pas exister de normes pour la fréquence de ce renouvellement en fonction de la valeur du point éclair, un liquide dont le point éclair passe en dessous de 93,3 °C est considéré comme un combustible [85, 86]. De plus, si le point éclair a baissé, le point d'auto-inflammation de l'huile a lui aussi diminué. Le point d'auto-inflammation étant la température de l'huile à partir de laquelle cette dernière s'enflamme en présence d'oxygène, sans besoin de source d'ignition, il est évident que l'on souhaite qu'il demeure le plus longtemps possible à sa valeur initiale (470 °C pour la Jarysol® neuve).

On peut donc d'ores et déjà en conclure que les matériaux solides ont une influence sur la dégradation de l'huile. Cette détérioration pourrait être due au fait que les matériaux solides sont composés de quelques métaux qui seraient présents sous leur forme oxydée et joueraient le rôle de catalyseur des réactions de dégradation thermique de l'huile. Cela pourrait également être dû à de l'eau contenue dans les solides (qui a été absorbée lors de leur nettoyage ou à partir de l'humidité ambiante) et qui aurait réagi avec cette dernière, d'où les augmentations de la teneur en eau des échantillons testés. En effet, plus la teneur finale en eau est grande, plus le DBT résiduel est faible.

Malgré tout, ces résultats n'indiquent pas que l'huile thermique doit être changée car on ne sait pas si ses qualités de fluide de transfert thermique ont été détériorées. Pour tâcher d'éclaircir de point, il faut donc s'intéresser aux modifications éventuelles des propriétés thermo-physiques de l'huile.

### II.1.2.1.2. Propriétés thermo-physiques

Les résultats concernant les quatre propriétés thermiques mesurées sur les échantillons vieillis et définissant les transferts thermiques relatifs à l'huile sont présentés de la Figure 29 à la Figure 33. Pour chaque figure, des points de référence sont donnés et correspondent aux résultats obtenus sur les échantillons d'huile vieillie seule (représentés par des cercles).

La valeur de ces propriétés dépendant de la température, les mesures ont dû être effectuées depuis la température ambiante jusqu'à la limite technique des instruments : 250 °C. Bien que l'huile, vieillie à 330 °C, puisse aller au-delà de cette température, la valeur des propriétés thermiques étudiées sur les échantillons vieillis n'a pu être mesurée au-delà de ce seuil.

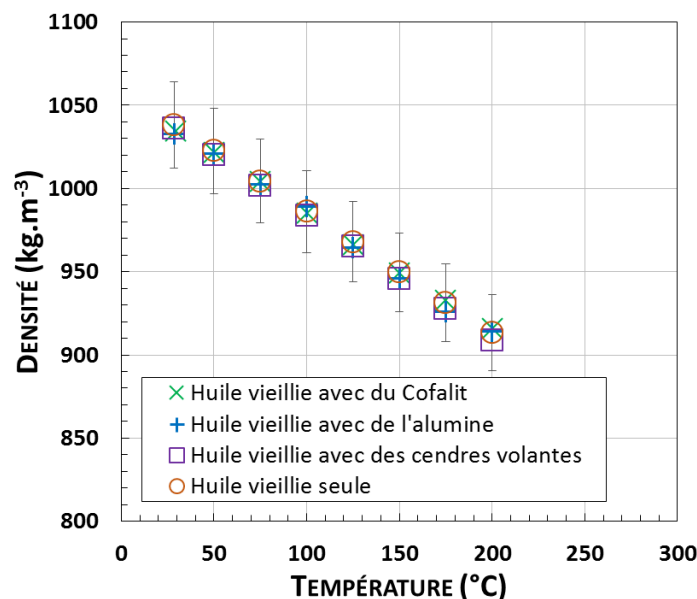


Figure 29 : Mesures de la densité des différents échantillons d'huile Jarysol

Concernant la densité, la différence entre les résultats de référence (huile vieillie seule) et les résultats sur les échantillons vieillis avec les solides, est très faible. (Figure 29) : la différence maximale obtenue est de 0,6 %, ce qui est inférieur à l'intervalle d'erreur dû à l'instrument (2,5 %). À noter également que toutes les valeurs de densité mesurées sont très proches des valeurs données par la fiche technique de la Jarysol, pour de l'huile neuve. La densité de l'huile Jarysol ne semble donc pas être impactée ni par le traitement thermique ni par le contact avec les solides.

Les mesures de conductivité thermique réalisées sur les différents échantillons sont données à la Figure 30.

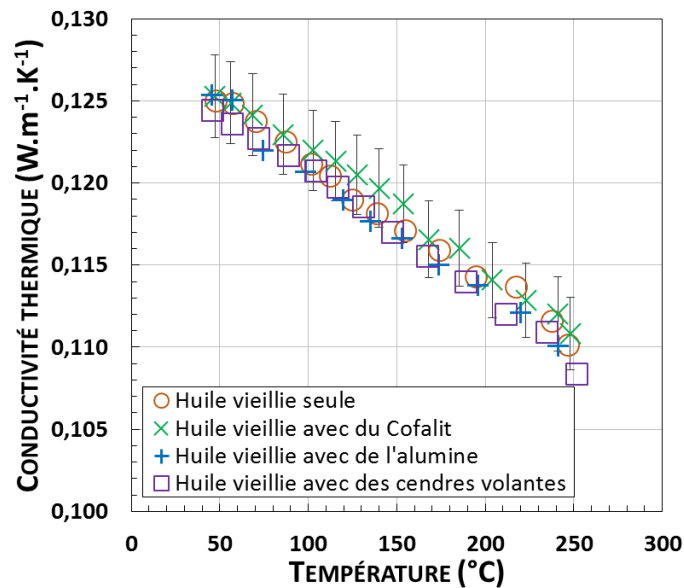


Figure 30 : Mesure de la conductivité des différents échantillons d'huile Jarysol

La même chose que pour l'étude de la densité peut être conclue pour la conductivité thermique (Figure 30) : la chauffe et le contact avec les solides ne semblent pas modifier cette propriété de l'huile thermique. La différence relative maximale obtenue entre l'huile vieillie seule et les huiles vieillies avec les solides est de 1 %, pour une erreur sur la mesure de 2 %.

Aucune différence notable n'a été observée entre le cas du contact avec le Cofalit et les autres cas. Il semblerait donc qu'une baisse de la valeur du DBT résiduel n'implique pas de variation de la densité ou de la conductivité thermique de l'huile.

La capacité thermique mesurée pour chaque échantillon est tracée à la Figure 31.

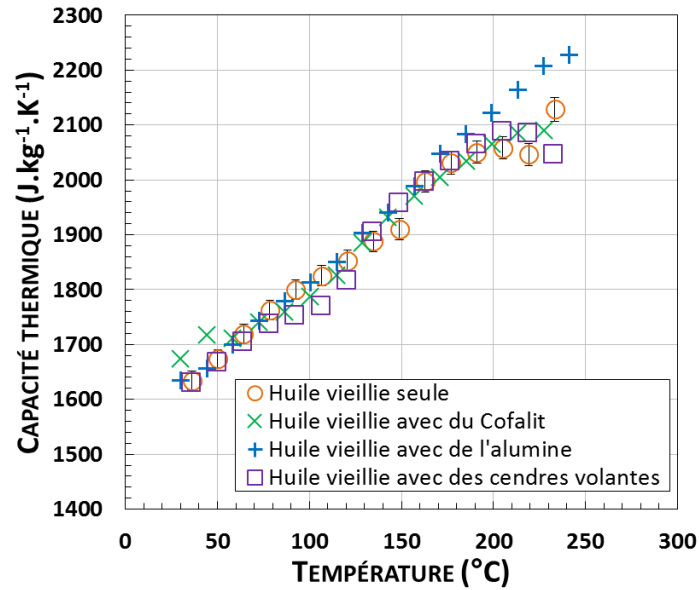


Figure 31 : Mesures des capacités thermiques des différents échantillons d'huile Jarysol

Il semblerait qu'un plateau de valeurs apparaisse pour certains échantillons, entre environ 180 °C et 240 °C. Il est curieux qu'il apparaisse pour l'échantillon d'huile vieillie seule, mais qu'il soit absent pour l'échantillon d'huile vieillie avec l'alumine. Ce plateau aurait pu être expliqué par le vieillissement de l'huile s'il était apparu pour tous les échantillons. Il aurait pu être expliqué par le contact avec les solides s'il s'était produit dans le cas du contact avec l'alumine, tout en étant absent pour l'huile vieillie seule. Le même type de mesures a donc été effectué sur de l'huile neuve et un plateau de valeurs est également apparu. Le plateau est donc certainement dû à l'instrument de mesure. D'autres mesures avec un autre instrument confirmeraient cette supposition.

La viscosité dynamique des différents échantillons d'huile est présentée à la Figure 32. Une attention particulière est apportée aux hautes températures à la Figure 33.

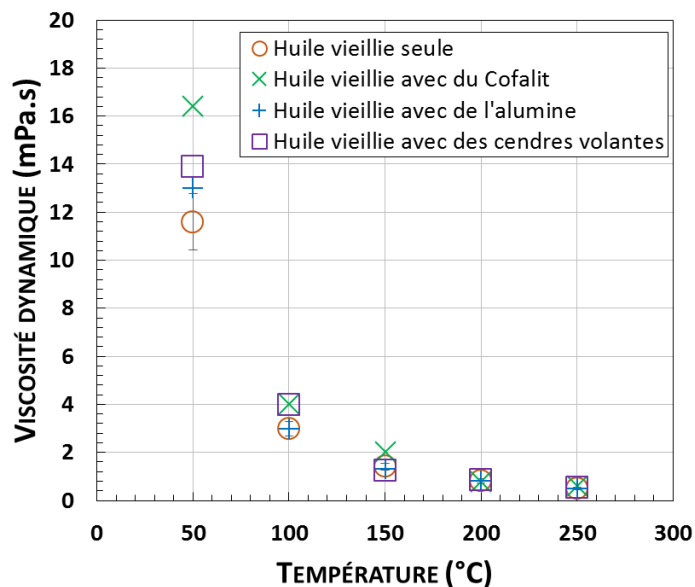


Figure 32 : Mesures des viscosités dynamiques des différents échantillons d'huile Jarysol

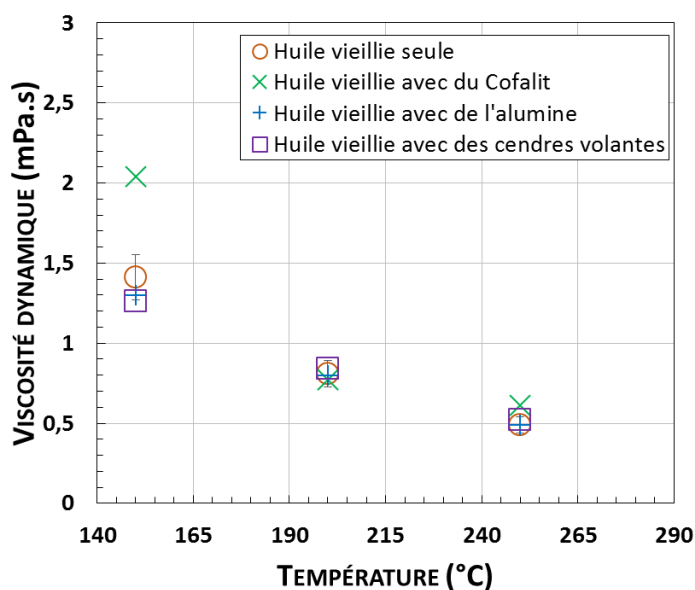


Figure 33 : Viscosité dynamique des différents échantillons - Zoom sur les hautes températures

Une augmentation globale de la viscosité des échantillons vieillis au contact des matériaux solides peut être aisément constatée. Les viscosités les plus élevées sont obtenues dans le cas du contact avec le Cofalit, avec une augmentation à 50 °C de 41 % par rapport à l'huile vieillie seule. Toutefois, à 250 °C, cette augmentation n'est plus que de 24 %. Ces augmentations de la viscosité peuvent être corrélées à la proportion de produits lourds dans les échantillons : l'échantillon qui a été en contact avec le Cofalit en présente la plus forte proportion.

L'huile qui a été en contact avec les cendres volantes possède une viscosité finale légèrement supérieure à celle de l'huile qui a été en contact avec l'alumine, malgré une plus forte proportion de produits lourds pour cette dernière. Cette différence est cependant très légère et est comprise dans l'intervalle d'erreur de 10 % sur la mesure de la viscosité. À 250 °C, une augmentation de 6 % a été mesurée pour l'échantillon qui a été en contact avec les cendres. L'augmentation n'est pas visible à cette température pour le cas de l'alumine.

Finalement, la viscosité semble être fortement impactée par le contact avec les solides. À basse température, l'augmentation de la viscosité due au contact avec les solides est très importante, mais l'est moins à haute température. La viscosité semble être un paramètre limitant et des tests plus longs devraient être effectués pour évaluer son évolution. Cependant, la viscosité dynamique de l'huile à 250 °C pour le cas le plus marqué (contact avec Cofalit), de 0,61 mPa.s, est toujours inférieure à la viscosité de l'eau à 20 °C (1 mPa.s). L'huile qui a été vieillie en contact avec le Cofalit semble être toujours acceptable pour des applications de transfert thermique et ne créera pas d'importantes consommations d'énergie par les pompes.

## II.1.2.2. Analyse des matériaux solides

### II.1.2.2.1. Microscope Electronique à Balayage (MEB)

Le microscope électronique à balayage permet d'évaluer la composition atomique d'une surface solide. Il a été utilisé ici pour détecter de potentielles modifications de la composition surfacique des solides vieillis avec l'huile. Pour chaque matériau, un échantillon de référence a d'abord été étudié, puis les échantillons vieillis ont été analysés et comparés à la référence. La majorité de l'huile présente sur les solides en fin de vieillissement a été enlevée, mais aucun autre traitement n'a été

effectué, afin d'empêcher toute réaction chimique avec les produits de nettoyage. Ainsi, les composants de l'huile (carbone et oxygène) ont été détectés par le MEB et correspondent à des restes d'huile sur les surfaces. Puisque les échantillons de solides possédaient déjà de l'oxygène, il a été décidé de retirer la proportion de carbone des résultats et de calculer après cela les différentes proportions résiduelles de chaque élément.

Ce calcul a été fait de la manière suivante : la proportion initiale de chaque élément composant un échantillon mis en contact avec l'huile est déterminée par le MEB. On a donc une proportion massique de carbone  $m_C/m_{tot}$ , normalement absent. Si un élément quelconque X est sélectionné, de proportion massique  $m_X/m_{tot}$ , alors sa nouvelle proportion après suppression de la masse de carbone  $m_X/m_{tot}'$ , est donnée par l'Équation 8.

$$\frac{m_X}{m_{tot}'} = \frac{m_X}{m_{tot} - m_C} = \frac{m_X/m_{tot}}{1 - m_C/m_{tot}} \quad \text{Équation 8}$$

Par exemple, l'alumine n'est normalement pas composée de carbone. La proportion massique de carbone déterminée par le MEB est donc initialement de 0 % et celle d'aluminium de 53,8 % (Tableau 13). Après contact avec l'huile, la nouvelle proportion de carbone, notée  $m_C/m_{tot}$ , est de 65,7 %, et celle d'aluminium, notée  $m_{Al}/m_{tot}$ , de 16,7 % (Tableau 13). Si la masse de carbone des échantillons est retirée, alors la nouvelle proportion d'aluminium  $m_{Al}/m_{tot}'$  est donnée par l'Équation 9.

$$\frac{m_{Al}}{m_{tot}'} = \frac{m_{Al}/m_{tot}}{1 - m_C/m_{tot}} = \frac{16,7\%}{1 - 65,7\%} = 48,7\% \quad \text{Équation 9}$$

Le Tableau 13 compare les proportions massiques de chaque élément en présence, estimées pour les échantillons de référence et les échantillons mis en contact avec l'huile (valeurs respectivement en vert et en violet), puis calculées à partir de l'Équation 9 pour les échantillons mis en contact avec l'huile (valeurs en bleu).

Élément	Cofalit®	Cendres volantes	Alumine
C	0 / 10,0 / 0	0 / 70,3 / 0	0 / 65,7 / 0
O	29,5 / 25,5 / 28,3	34,6 / 15,5 / 34,6	34,3 / 13,4 / 39,1
Mg	2,5 / 2,41 / 2,7	0,5 / 0,2 / 1,1	0 / 0,03 / 0,1
Al	4,5 / 3,61 / 4,0	15,2 / 3,6 / 16,6	53,8 / 16,7 / 48,7
Si	23,8 / 19,7 / 21,9	30,8 / 7,9 / 36,2	3,7 / 1,5 / 4,2
K	0,3 / 0,8 / 0,8	4,2 / 0,6 / 2,5	0 / 0 / 0
Ca	23,2 / 24,9 / 27,7	5,1 / 0,9 / 4,1	2,1 / 1,4 / 4,2
Fe	15,0 / 12,4 / 13,8	8,0 / 0,7 / 3,4	3,7 / 0,9 / 2,6

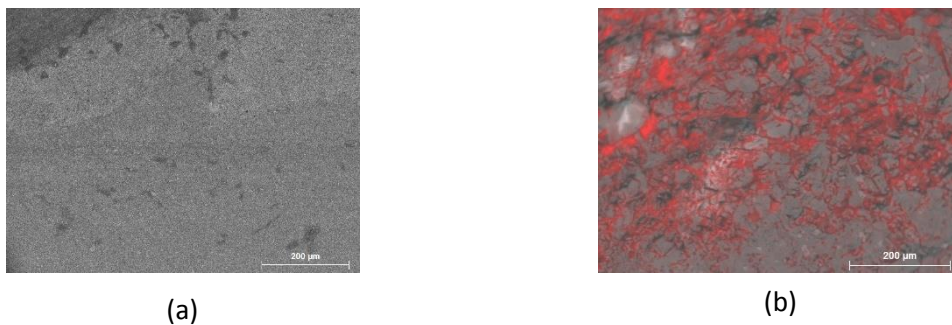
**Tableau 13 : Composition chimique (%massique) des éléments principaux constituant les échantillons de référence (vert), les échantillons testés (violet) et les échantillons testés après suppression de la proportion de carbone (bleu)**

Pour chaque cas, le premier nombre correspond à la valeur de référence, tandis que le second correspond à la mesure brute des échantillons vieillis. Le dernier chiffre correspond quant à lui à la mesure sur les échantillons vieillis après avoir retiré la proportion de carbone.

Aucune modification importante n'a pu être observée. Les quelques différences légères peuvent être expliquées par la faible précision de la méthode (malgré une erreur théorique de 3 % sur la quantification par cet instrument). De plus, les matériaux sont plutôt hétérogènes, surtout ceux provenant de déchets. Puisque la quantification n'a pas été effectuée sur la même zone d'un même matériau avant et après le vieillissement, les résultats ne peuvent pas être exactement les mêmes. Toutefois, les modifications pourraient être dues à des réactions avec l'huile, en particulier le cas de

l'alumine et du fer qui sont sous leurs formes oxydées et pourraient ainsi expliquer l'accélération du vieillissement de l'huile par le contact avec les matériaux solides.

Malgré l'extraction du film d'huile sur chaque solide, des photographies nettes au microscope électronique à balayage furent difficiles à obtenir avec le Cofalit et les cendres volantes. Une sortie d'huile depuis le centre de l'échantillon, due au vide créé par l'instrument, est suspectée. Les échantillons ont donc été coupés en deux et une cartographie de la présence de carbone à l'intérieur des échantillons a été effectuée (Figure 34). Pour l'échantillon d'alumine, aucune imprégnation d'huile n'a été détectée. Pour le cas du Cofalit, une imprégnation importante, jusqu'à 600  $\mu\text{m}$  en dessous de la surface de l'échantillon, a été mesurée. Pour les échantillons de cendres volantes, l'imprégnation était telle que les photographies étaient totalement floues et aucune quantification n'a pu être effectuée. Cette absorption d'huile pourrait expliquer l'augmentation de 5 % de la masse des échantillons de cendres volantes et de 1 % de la masse des échantillons de Cofalit.



**Figure 34 : Cartographie de la pénétration de l'huile dans un échantillon d'alumine (a) et dans un échantillon de Cofalit (b). Carbone détecté en rouge**



### II.1.2.2.2. Diffraction aux rayons X (D.R.X.)

La composition cristalline des différents matériaux a été étudiée grâce à la diffraction aux rayons X. Les résultats sont présentés de la Figure 35 à la Figure 37 et représentent les pics détectés pour les six échantillons testés ; pour les trois matériaux, les résultats concernant l'échantillon de référence sont présentés dans le graphique du dessus tandis que les résultats concernant les échantillons vieillis sont présentés dans la partie basse des figures.

Les résultats de D.R.X. concernant l'alumine sont présentés dans la Figure 35. La structure cristalline de l'oxyde d'aluminium peut être identifiée à partir de la plupart des pics, mais quelques impuretés en faibles proportions ont également été détectées. Ces impuretés sont également des oxydes de métaux qui proviennent certainement du traitement de l'alumine (mise en forme, coupe, etc.). À partir de la comparaison des deux diffractogrammes, il est possible de conclure qu'aucun changement n'est observable entre l'alumine de référence et l'alumine qui a été en contact avec l'huile Jarysol pendant 500 heures et à 330 °C.

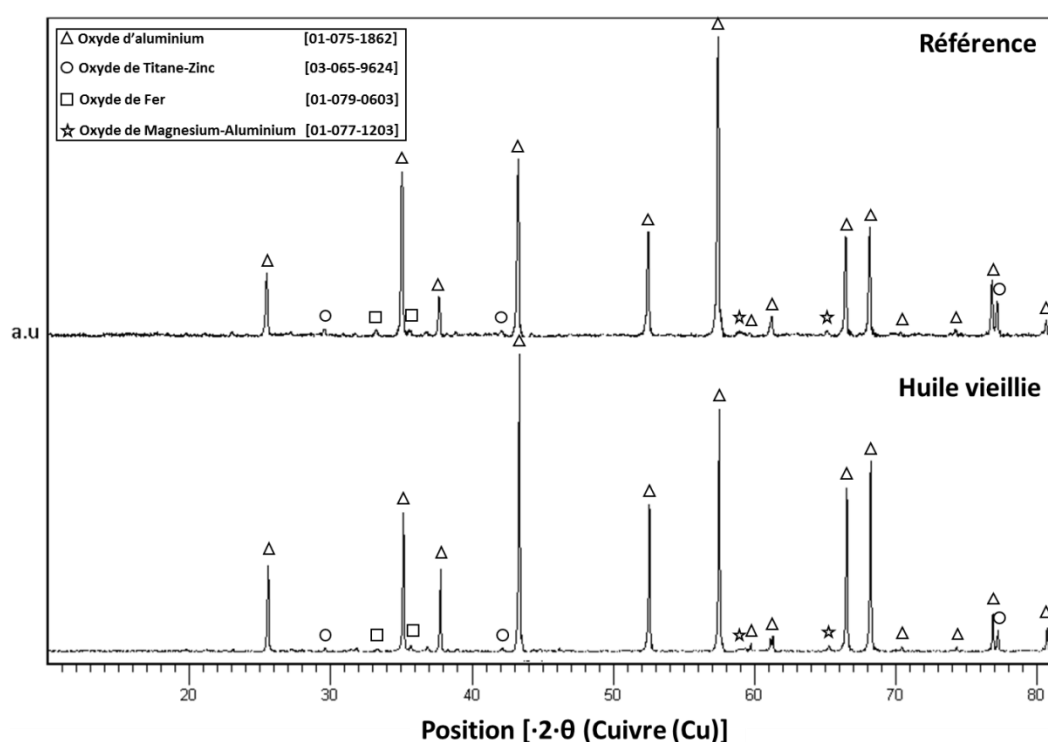


Figure 35 : Résultats de D.R.X. pour l'Alumine avant et après les tests de compatibilité

Les pics concernant l'échantillon de Cofalit sont présentés dans la Figure 36. Puisque le Cofalit est relativement vitreux, une quantité non négligeable de bruit a été détectée. À partir des pics principaux, il est possible d'identifier des structures cristallines telles que la Ferrobustamite et la Wollastonite, structures qui ont déjà été identifiées dans des travaux précédents [51, 52]. Quelques pics n'ont pas été identifiés et pourraient provenir de faibles proportions d'Augite, qui est également un cristal relativement commun dans ce type de matériau. Entre les résultats de l'échantillon de référence et de celui qui a été en contact avec l'huile, les mêmes pics ont été identifiés, mais leurs tailles relatives sont très différentes. Cela est certainement dû à l'hétérogénéité du matériau.

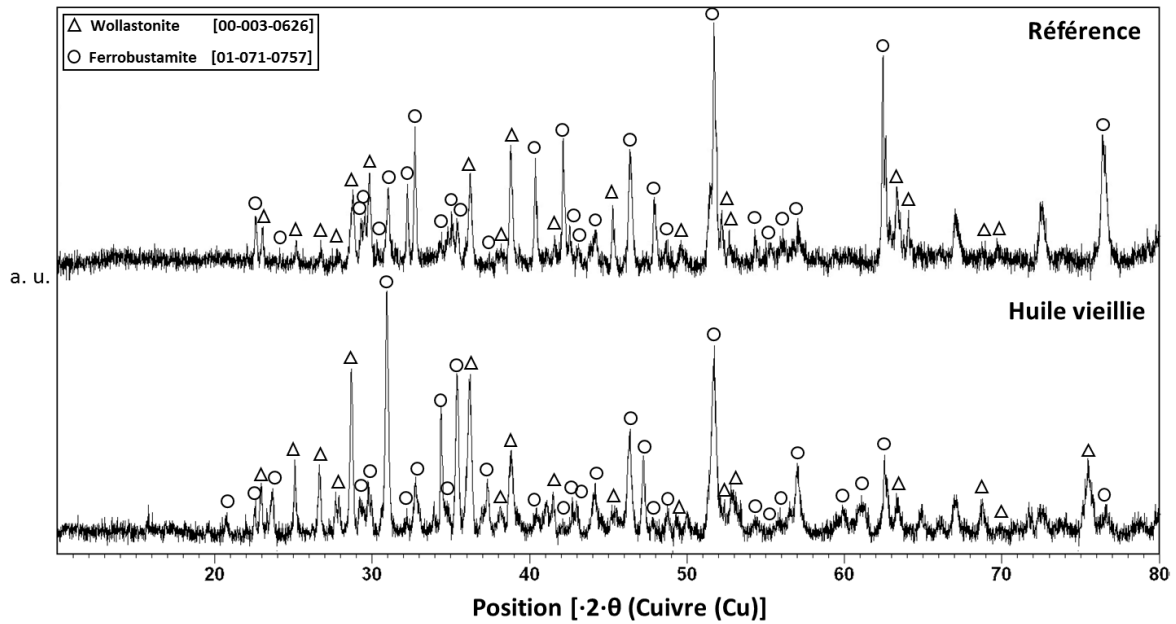


Figure 36 : Résultats de D.R.X. pour le Cofalit avant et après les tests de compatibilité

Les résultats concernant les cendres volantes sont présentés à la Figure 37. Des phases cristallines précédemment identifiées [52] ont été observées : Anorthite et Mullite. Aucune modification n'est observable entre les résultats pour l'échantillon de référence et ceux de l'échantillon vieilli.

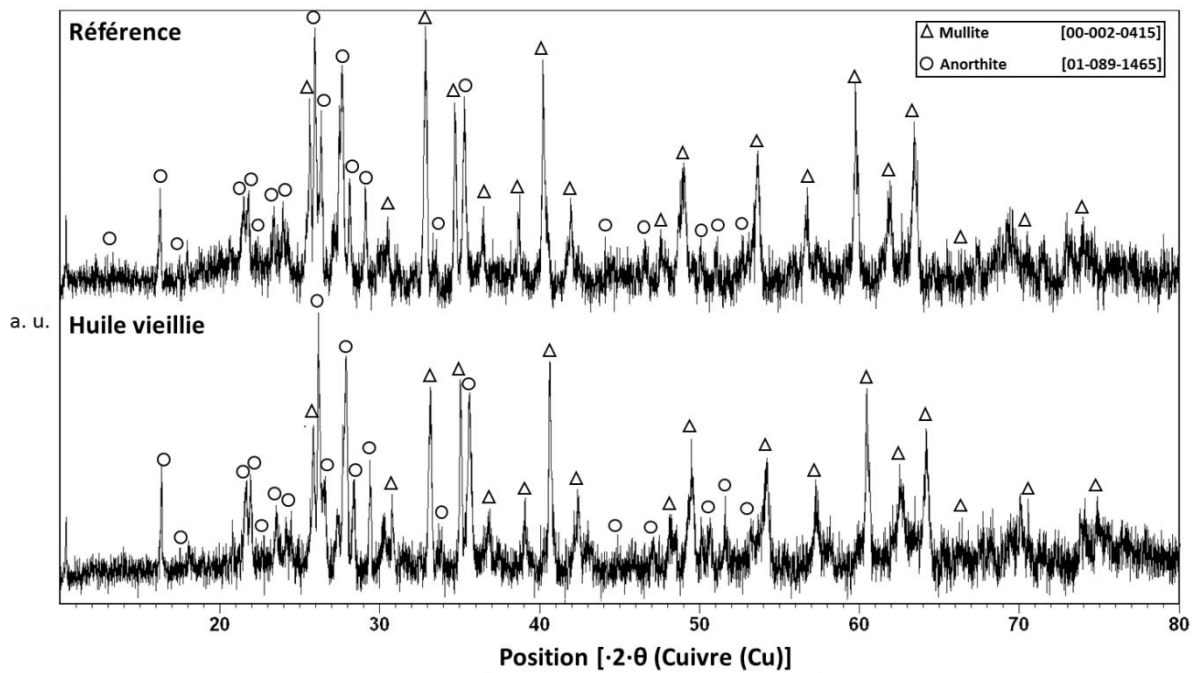


Figure 37 : Résultats de D.R.X. pour les cendres volantes frittées avant et après les tests de compatibilité

La structure cristalline des solides testés apparaît donc inchangée après contact avec l'huile Jarysol® pendant 500 heures et à 330 °C. Aucune réaction chimique majeure ne semble avoir eu lieu sur les solides, ce qui était prévisible compte tenu de la température et de la non-corrosivité de l'huile.

### II.1.3. Conclusion partielle et perspectives

Des tests de compatibilité entre l'huile Jarysol et trois matériaux différents, l'alumine, le Cofalit, et les cendres volantes, ont été effectués. Les tests ont consisté en la chauffe des éléments solides considérés en contact avec l'huile pendant 500 heures à 330 °C, ce qui pourrait correspondre à environ deux ans d'utilisation de la centrale Microsol-R.

Les résultats indiquent que les matériaux solides ne semblent pas avoir été modifiés par l'huile thermique : aucune modification n'a été observée lors de l'analyse de leur composition élémentaire au microscope électronique et lors de l'analyse de leur structure cristalline par diffraction des rayons X. En revanche, les solides semblent avoir un impact sur les propriétés de l'huile.

L'impact du contact avec le Cofalit semble être le plus marqué, avec une forte dégradation de la molécule principale de l'huile (73,7 % de DBT résiduel contre 95,6 % pour l'huile vieillie seule), une baisse non négligeable du point éclair (diminution de 32 °C) et une augmentation de la viscosité (41 % d'augmentation à la température ambiante et 24 % à 250 °C). Toutefois, la viscosité de l'huile après ce vieillissement accéléré est toujours inférieure à celle de l'eau, et les autres propriétés thermo-physiques (densité, capacité thermique, conductivité thermique) sont restées inchangées.

En conclusion, bien qu'il n'y ait pas de critère fixe permettant de définir si l'huile est encore adéquate pour une application de fluide de transfert thermique, il n'y a pas non plus d'argument réhibitoire trouvé au niveau des propriétés des échantillons testés qui irait à l'encontre de cette utilisation. Il serait peut-être donc intéressant de faire des tests plus poussés, avec des durées plus longues, dans le but de connaître cette limite pour différents types de fluide de transfert.

Dans le cas de la centrale MicroSol-R, la dégradation de l'huile en présence des matériaux solides, y compris pour le cas du Cofalit, ne semble pas être suffisamment importante pour les exclure comme matériaux de garnissage dans la cuve thermocline. Il a donc été décidé d'effectuer une série d'expérimentations de la cuve thermocline avec l'alumine, matériau de référence et qui était disponible en quantité suffisante au moment de la construction de la centrale. Des analyses régulières seront effectuées sur l'huile de la centrale pilote, afin de suivre l'évolution de son vieillissement en conditions normales d'opération. L'alumine sera ensuite remplacée par du Cofalit lorsque suffisamment d'essais auront été effectués. Les cendres volantes en briques pourront également être testées lorsque sa disponibilité industrielle le permettra.

Ces essais que sont les charges et les décharges d'énergie de la cuve ainsi que la comparaison aux résultats d'un modèle mathématique basé sur les lois de la thermique constituent l'objet de la section suivante.

## II.2. Étude expérimentale et numérique d'un stockage thermocline

L'objectif de cette section est d'une part de développer un modèle mathématique performant et permettant de prédire le comportement thermique d'une cuve thermocline quelconque, et d'autre part de caractériser les performances générales de la thermocline de la centrale Microsol-R.

La première partie est donc une description et une validation du modèle développé. La seconde traite des premiers résultats expérimentaux obtenus sur la thermocline de la centrale, utilisée dans des conditions de fonctionnement typiques.

### II.2.1. Modélisation<sup>1</sup>

L'objectif d'une modélisation est double : comprendre davantage le comportement du système étudié (quantification de l'importance de chaque phénomène mis en jeu), puis être capable de prédire et d'étendre l'étude à un autre système. Dans le cas présent, l'objectif est de pouvoir simuler une cuve de stockage thermocline dans une centrale de taille pilote ou industrielle. Le modèle doit donc être capable de s'adapter à diverses configurations.

#### II.2.1.1. Généralités et bibliographie

Un modèle mathématique représente toujours un compromis entre précision et rapidité. Le choix se fait généralement en fonction de l'application. Jusqu'ici, différents types de modèles ont été développés pour la thermocline :

- les modèles physiques en une, deux ou trois dimensions, et intégrant ou non les équations de la mécanique des fluides ;
- les modèles analytiques, reposant sur des équations simplifiées.

En général, les modèles précis, en plusieurs dimensions, sont tout d'abord développés dans un but de recherche. La rapidité est alors sacrifiée au profit d'un maximum d'informations sur le système étudié. Puis, dans un second temps, des modèles permettant des simulations de plus en plus rapides mais légèrement moins précises voient le jour dans le but de simuler des ensembles plus grands ou d'effectuer des dimensionnements rapides.

##### II.2.1.1.1. Les modèles physiques

Le principe de base des modèles physiques de cuve thermocline est la résolution de l'équation de la chaleur. Trois éléments peuvent être modélisés dans la cuve : le fluide, le matériau de garnissage solide et la paroi. Cette dernière apporte une capacité de stockage et une diffusion thermique importantes pour des cuves de petites tailles, mais devient négligeable pour des cuves de taille industrielle [73]. Schumann *et al.* [87] furent les premiers à proposer des modèles dits « deux phases » pour différencier le comportement thermique des solides et le comportement du fluide. Depuis, de nombreux modèles ont été développés. Beasley *et al.* [88], et plus récemment Flueckiger *et al.* [89] ont listé tous ces modèles avec leurs avantages et leurs inconvénients.

<sup>1</sup>Le modèle développé a donné lieu à deux publications scientifiques :

- J.-F. Hoffmann, T. Fasquelle, V. Goetz, 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*, vol. 100, pp. 753 761, 2016.
- J.-F. Hoffmann, T. Fasquelle, V. Goetz, X. Py, "Experimental and numerical investigation of a thermocline thermal energy storage tank", *Applied Thermal Engineering*, vol. 114, pp. 896 904, 2017.

Ces modèles sont donc généralement unidimensionnels et considèrent les solides comme un unique élément isotrope et non comme des particules différentes et séparées [90-95]. Le fluide possède ainsi une vitesse homogène sur toute la section de la cuve.

Afin d'étudier l'influence de certains paramètres bien précis, comme l'influence des pertes thermiques, d'une porosité variable ou d'un écoulement variable, certains auteurs ont développé des modèles bidimensionnels [59, 96-103] voire tridimensionnels [104] (Figure 38). Décrire une cuve thermocline en trois dimensions n'est utile que si le lit de solide est totalement inhomogène. Il est cependant possible de modéliser la cuve en une dimension ou deux dimensions, mais de modéliser en plusieurs dimensions l'intérieur des particules solides (Figure 38), ce qui permet de mieux décrire la diffusion thermique en leur sein [105].

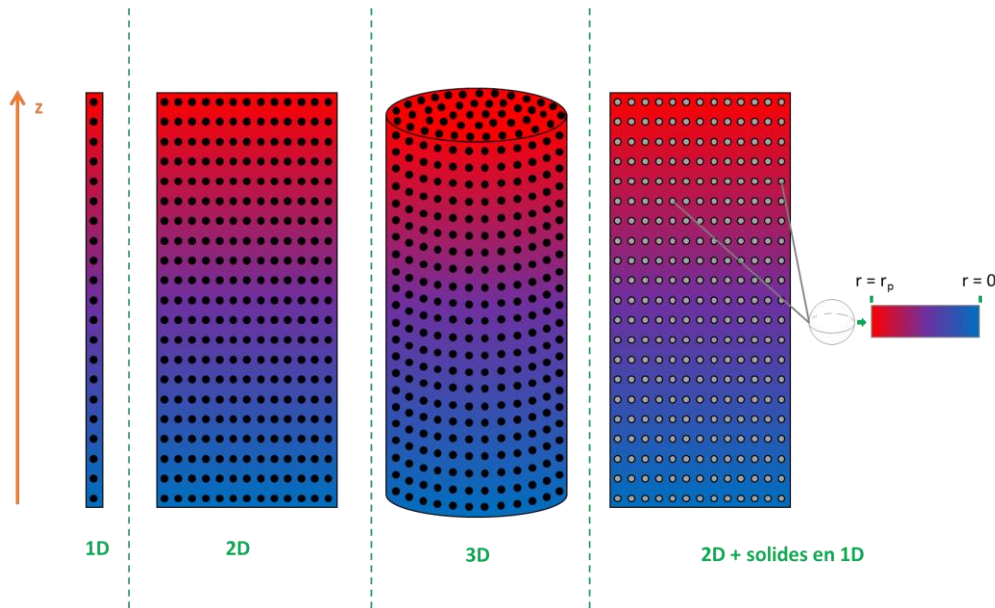


Figure 38 : Quatre manières différentes de modéliser un stockage thermocline sur lit de solide

De manière générale, tous ces modèles physiques permettent d'effectuer des études paramétriques dans lesquelles l'influence de nombreux facteurs sur les performances de la cuve est évaluée. Ces paramètres peuvent être :

- la porosité ;
- la taille des particules solides ;
- la conductivité thermique des particules solides ;
- la hauteur de la cuve ;
- la vitesse du fluide ou le nombre de Reynolds ;
- la différence entre la température haute et la température basse du système.

Dans un objectif d'augmenter la rapidité des modèles, certains auteurs ont développé des modèles dits « une phase », pour lesquels un milieu unique est considéré [73, 106]. Les caractéristiques de ce milieu proviennent alors de moyennes pondérées de celles des différents éléments constituant la cuve (fluide, solide, voire paroi). Ces modèles sont très efficaces si les solides sont thermiquement très minces (nombre de Biot très faible). Leurs résultats peuvent diverger rapidement des autres lorsqu'une légère limitation des transferts existe entre fluide et solide, et/ou lorsque la capacité de stockage du fluide est très différente de la capacité de stockage du solide (de l'air et des céramiques par exemple) [73].

Grâce à tous ces modèles thermiques, la connaissance du comportement thermique d'un stockage thermocline a fortement été étayée. Il est désormais admis que :

- plus une cuve est haute, plus ses performances augmentent, car l'épaisseur relative de la zone thermocline diminue [96]. La taille maximale d'une cuve est cependant limitée à une valeur comprise entre 11,9 m et 16 m en raison des contraintes de génie civil associées [45, 89, 107]. Une possibilité d'amélioration de l'efficacité du stockage pourrait être de placer plusieurs cuves en série [33] ;
- la porosité d'une cuve influence peu ses performances thermiques au-delà de 22 % [96]. Si les matériaux solides sont moins onéreux que le fluide, une cuve efficace et bon marché aura une porosité d'environ 22-30 % ;
- le diamètre des particules est un paramètre dont le rôle est prépondérant [105]. Le choix du diamètre dépend cependant de la conductivité du matériau, car l'objectif est d'atteindre un faible nombre de Biot. Globalement, il faut un élément solide disposé en vrac ou en structuré, de forme quelconque ou déterminé, mais possédant une grande surface de transfert et thermiquement mince ;
- pour chaque cuve il existe une vitesse optimale en charge et en décharge qui permet une efficacité thermique maximale [73, 103].

Les autres paramètres ne semblent pas avoir de grande influence sur l'efficacité de la cuve de type thermocline [96].

### **II.2.1.1.2. Les modèles analytiques**

Les modèles analytiques de thermocline ont récemment été développés par Bayón *et al.* [108] notamment, ou encore Votyakov *et al.* [109] et Chang *et al.* [110]. Le modèle de Bayón *et al.* repose sur la résolution exacte du système d'équations de la chaleur simplifiées (un seul milieu considéré au lieu d'une séparation fluide-solide, pertes thermiques négligées, vitesse constante dans toute la cuve). La solution obtenue est l'équation d'une sigmoïde [108], forme mathématique représentant le profil de température de la thermocline. Dans les deux autres cas, une adaptation de la fonction erreur [109, 110] est utilisée comme solution.

Ces modèles sont extrêmement rapides et ont montré des résultats corrects, mais nécessitent une calibration pour chaque cuve simulée. Ils sont généralement utilisés pour des simulations annuelles de centrale ne nécessitant pas de grande précision sur les résultats intrinsèques de la thermocline.

### **II.2.1.2. Modèle mathématique utilisé**

#### **II.2.1.2.1. Hypothèses simplificatrices**

L'objectif de cette étude est de comprendre et d'analyser le comportement d'une thermocline intégrée dans un ensemble plus grand (la centrale solaire). L'objectif est d'obtenir une précision suffisante pour analyser le comportement interne de la cuve, mais il est également nécessaire que la simulation soit rapide puisqu'elle sera couplée à la simulation des autres éléments de la centrale (collecteurs, générateur de vapeur, tubulures).

Le modèle qui va être décrit utilise donc les hypothèses suivantes :

- la vitesse du fluide est unidirectionnelle et homogène en entrée de lit de solides (diffuseur considéré comme parfait) mais également à l'intérieur du lit (porosité isotrope). Les équations de la conservation de la masse et de la quantité de mouvement ne sont pas résolues ;
- l'échange de chaleur entre le fluide et le solide est considéré être celui d'un fluide circulant à travers un lit de solide possédant des caractéristiques homogènes (forme (sphères) et diamètre des éléments, porosité) en tous points ;
- la densité et la conductivité thermique du solide sont considérées indépendantes de la température ;
- les particules solides sont considérées thermiquement minces. La diffusion thermique à l'intérieur même des éléments n'est pas considérée ;
- l'échange de chaleur par diffusion au sein du solide est considéré être celui d'un milieu poreux mais continu ;
- le coefficient de convection extérieure de la cuve est identique sur toute sa surface ;
- il n'y a pas de gradient radial de la température (pertes thermiques homogènes).

Une axisymétrie autour de l'axe vertical au centre du réservoir est alors possible, ce qui permet d'éviter l'utilisation d'un modèle en trois dimensions. Mais puisque les variations radiales de températures sont négligées, l'utilisation d'un modèle en deux dimensions, trop coûteux en temps de calcul, peut aussi être évitée. Ces hypothèses permettent donc de modéliser le comportement de la cuve thermocline en une seule dimension. Les modèles en une dimension ont été validés antérieurement et possèdent de bonnes performances [73].

Il faut noter toutefois que la vitesse du fluide est considérée variable dans la cuve (il y a par exemple 7 % de variation de la vitesse de l'huile Jarysol dans la thermocline de MicroSol-R, entre 220 °C et 300 °C), en raison du changement de densité du fluide avec la température.

La modélisation numérique considère trois systèmes : le fluide, le solide et la paroi (cuve de taille intermédiaire). Le système « paroi » prend en compte toute la masse d'acier constituant la cuve au niveau du lit de solides et les paniers et l'assimile à une paroi d'une épaisseur équivalente (ou effective) à cette masse (Équation 10).

$$\pi \cdot \left[ (R_{paroi} + e_{paroi,eff})^2 - R_{paroi}^2 \right] \cdot H_{cuve} = \frac{M_{cuve} + M_{paniers}}{\rho_{acier}} \quad \text{Équation 10}$$

### II.2.1.2.2. Modèle mathématique

Chacun des trois systèmes modélisés a un comportement décrit par une équation de la chaleur.

#### II.2.1.2.2.1. Fluide

L'Équation 11, déterminant la température du fluide (indice « f ») contient 5 termes exprimés en watts par mètre cube de cuve (intérieure) :

$$\dot{q}_{acc,f} + \dot{q}_{adv,f} = \dot{q}_{diff,f} + \dot{q}_{conv,f \leftrightarrow s} + \dot{q}_{conv,f \leftrightarrow w} \quad \text{Équation 11}$$

Ces termes sont définis comme suit :

- $\dot{q}_{acc,f}$  est le flux d'accumulation de chaleur dans le fluide (Équation 12) ;

$$\dot{q}_{acc,f} = \varepsilon \cdot \rho_f \cdot C_f \cdot \frac{\partial T_f}{\partial t} \quad \text{Équation 12}$$

- $\dot{q}_{adv,f}$  est le flux d'advection du fluide (Équation 13) ;

$$\dot{q}_{adv,f} = \varepsilon \cdot \rho_f \cdot C_f \cdot u_f \cdot \frac{\partial T_f}{\partial z} \quad \text{Équation 13}$$

- $\dot{q}_{diff,f}$  est le flux de diffusion thermique interne au fluide (Équation 14) ;

$$\dot{q}_{diff,f} = k_{f,eff} \cdot \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} \quad \text{Équation 14}$$

- $\dot{q}_{conv,f \leftrightarrow s}$  est le flux de convection du fluide avec le solide (Équation 15) ;

$$\dot{q}_{conv,f \leftrightarrow s} = h^V_{conv,f \leftrightarrow s} \cdot (T_s - T_f) \quad \text{Équation 15}$$

- $\dot{q}_{conv,f \leftrightarrow w}$  est le flux de convection du fluide avec la paroi (Équation 16).

$$\dot{q}_{conv,f \leftrightarrow w} = h_{conv,f \leftrightarrow w} \cdot \frac{S_{f \leftrightarrow w}}{V_f + V_s} \cdot (T_w - T_f) \quad \text{Équation 16}$$

#### II.2.1.2.2.2. Solide

L'Équation 17, déterminant la température du solide (indice « s »), contient 3 termes exprimés en watts par mètre cube de cuve (intérieure) :

$$\dot{q}_{acc,s} = \dot{q}_{diff,s} + \dot{q}_{conv,s \leftrightarrow f} \quad \text{Équation 17}$$

Ces termes sont les suivants :

- $\dot{q}_{acc,s}$  est le flux d'accumulation de chaleur dans le solide (Équation 18) ;

$$\dot{q}_{acc,s} = (1 - \varepsilon) \cdot \rho_s \cdot C_s \cdot \frac{\partial T_s}{\partial t} \quad \text{Équation 18}$$

- $\dot{q}_{diff,s}$  est le flux de diffusion thermique interne au solide (Équation 19) ;

$$\dot{q}_{diff,s} = k_{s,eff} \cdot \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} \quad \text{Équation 19}$$

- $\dot{q}_{conv,s \leftrightarrow f}$  est le flux de convection du solide avec le fluide (Équation 20).

$$\dot{q}_{conv,s \leftrightarrow f} = h^V_{conv,f \leftrightarrow s} \cdot (T_f - T_s) \quad \text{Équation 20}$$

#### II.2.1.2.2.3. Paroi

L'Équation 21, régissant la température de la paroi de la cuve (indice « w ») contient 4 termes exprimés en watts par mètre cube de paroi :

$$\dot{q}_{acc,w} = \dot{q}_{diff,w} + \dot{q}_{conv,w \leftrightarrow f} + \dot{q}_{conv,w \leftrightarrow amb} \quad \text{Équation 21}$$

Ces termes sont définis comme suit :

- $\dot{q}_{acc,w}$  est le flux d'accumulation de chaleur dans la paroi (Équation 22) ;

$$\dot{q}_{acc,w} = \rho_w \cdot C_w \cdot \frac{\partial T_w}{\partial t} \quad \text{Équation 22}$$



- $\dot{q}_{diff,w}$  est le flux de diffusion thermique interne à la paroi (Équation 23) ;

$$\dot{q}_{diff,w} = k_w \cdot \frac{\partial^2 T_w}{\partial z^2} \quad \text{Équation 23}$$

- $\dot{q}_{conv,w \leftrightarrow f}$  est le flux de convection de la paroi avec le fluide (Équation 24) ;

$$\dot{q}_{conv,w \leftrightarrow f} = h_{conv,f \leftrightarrow w} \cdot \frac{S_{f \leftrightarrow w}}{V_w} \cdot (T_f - T_w) \quad \text{Équation 24}$$

- $\dot{q}_{conv,w \leftrightarrow amb}$  est le flux de pertes thermiques de la paroi vers l'extérieur, assimilé à un flux de convection (Équation 25).

$$\dot{q}_{conv,w \leftrightarrow amb} = \frac{(T_{amb} - T_w)}{V_w \cdot R_{th}} \quad \text{Équation 25}$$

### II.2.1.2.3. Description mathématique des différents termes impliqués

La surface d'échange entre le fluide et la paroi est donnée par :

$$S_{f \leftrightarrow w} = 2 \cdot \pi \cdot R_{cuve} \cdot H_{cuve} \cdot \varepsilon \quad \text{Équation 26}$$

La vitesse interstitielle du fluide dans le milieu poreux (Équation 27) est déterminée à partir du débit massique et de la section transversale de passage du fluide à travers les matériaux solides (Équation 28).

$$u_f = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f \cdot S_{passage}} \quad \text{Équation 27}$$

$$S_{passage} = \pi \cdot R_{cuve,int}^2 \cdot \varepsilon \quad \text{Équation 28}$$

Le lit de solide est considéré comme un milieu continu dont la conductivité thermique dépend de la porosité (Équation 29), de même pour le fluide (Équation 30).

$$k_{s,eff} = (1 - \varepsilon) \cdot k_s \quad \text{Équation 29} \quad k_{f,eff} = \varepsilon \cdot k_f \quad \text{Équation 30}$$

Le coefficient d'échange thermique volumique entre les fluides et le solide est déterminé à partir d'une corrélation empirique donnant le nombre de Nusselt pour un fluide traversant un lit de sphères de diamètres identiques  $D_s$  et de porosité connue (Équation 31) [111].

$$h_{conv,f \leftrightarrow s} = \frac{Nu \cdot k_f}{D_s} = \frac{6 \cdot (1 - \varepsilon) \cdot k_f \cdot (2 + 1,1 \cdot Re_f^{0,6} \cdot Pr_f^{1/3})}{D_s^2} \quad \text{Équation 31}$$

Le nombre de Reynolds et le nombre de Prandtl apparaissant dans la formulation du coefficient de convection étant respectivement donnés par les Équations 32 et 33.

$$Re_f = \frac{\rho_f \cdot u_f \cdot D_s}{\mu_f} \quad \text{Équation 32} \quad Pr_f = \frac{\mu_f \cdot C_f}{k_f} \quad \text{Équation 33}$$

De même, le coefficient d'échange surfacique entre la paroi métallique et le fluide est donné par la corrélation proposée par Ismail *et al.* (Équation 34) [111].

$$h_{conv,f \leftrightarrow w} = \frac{k_f}{D_s} \cdot [(2,576 \cdot Re_f^{1/3} \cdot Pr_f^{1/3}) + 0,0936 \cdot Re_f^{0,8} \cdot Pr_f^{0,4}] \quad \text{Équation 34}$$

La résistance thermique entre la paroi et l'extérieur est déterminée de deux manières différentes :

- si des tests de qualification des pertes thermiques de la cuve ont été effectués (tests consistant en l'envoi de fluide à température et à débits constants dans la cuve et en le calcul des pertes thermiques subies en régime permanent), la valeur obtenue est directement utilisée dans le modèle ;
- s'il n'y a pas eu de tests de qualification ou si le résultat est inconnu, la résistance thermique est déterminée à partir de l'épaisseur d'isolant, des propriétés de ce dernier, et d'une estimation du coefficient de convection entourant la cuve (Équations 35-37), avec une vitesse du vent de  $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

$$R_{th} = \frac{\ln\left(\frac{R_{iso,ext}}{R_{iso,int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{iso} \cdot H_{cuve}} + \frac{1}{h_{ext} \cdot S_{ext}} \quad \text{Équation 35}$$

$$S_{ext} = 2 \cdot \pi \cdot R_{iso,ext} \cdot H_{cuve} \quad \text{Équation 36}$$

$$h_{ext} = \frac{0,664 \cdot Re_{air}^{0,6} \cdot Pr_{air}^{0,5} \cdot k_{air}}{H_{cuve}} \quad \text{Équation 37}$$

#### II.2.1.2.4. Conditions aux limites

Toutes les équations décrites précédemment s'appliquent de la même manière sur tout le système simulé, excepté en ses limites axiales où certaines conditions particulières sont imposées. Les conditions aux limites pour le système sont ainsi les suivantes :

- En bas de la cuve, à  $z = 0$ , il y a une entrée de fluide (Équation 38) et une condition adiabatique pour les deux autres systèmes (Équations 39 et 40).
- En haut de la cuve, à  $z = H_{cuve}$ , il y a une condition adiabatique pour tous les systèmes (Équations 41-43).

$$T_f(z = 0) = T_e \quad \text{Équation 38}$$

$$\frac{\partial T_s}{\partial z} = 0 \quad \text{Équation 39}$$

$$\frac{\partial T_w}{\partial z} = 0 \quad \text{Équation 40}$$

$$\frac{\partial T_f}{\partial z} = 0 \quad \text{Équation 41}$$

$$\frac{\partial T_s}{\partial z} = 0 \quad \text{Équation 42}$$

$$\frac{\partial T_w}{\partial z} = 0 \quad \text{Équation 43}$$

#### II.2.1.2.5. Résolution numérique

La résolution du système est effectuée grâce à la méthode des différences finies, et le domaine est discrétisé en un certain nombre de nœuds (ou de mailles, ou de volume de contrôle, selon la vision choisie) régulièrement espacés. Les dérivées utilisées sont discrétisées en utilisant (choix ergonomique) une différence centrée pour les dérivées du second ordre (un exemple à l'Équation 44) et une différence arrière pour les termes du premier degré (un exemple à l'Équation 45). Une différence avant est utilisée pour la résolution des termes temporels (schéma implicite, un exemple à l'Équation 46) car cela permet d'obtenir un modèle plus stable mais plus long en temps de calcul. La cuve est divisée en 400 mailles de hauteur identique, compromis entre précision des résultats et temps de calcul. Les calculs numériques sont implémentés sur le logiciel Matlab®.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{T_{z+1}^{n+1} - 2 \cdot T_z^{n+1} + T_{z-1}^{n+1}}{\Delta z^2} \quad \text{Équation 44}$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} = \frac{T_z^{n+1} - T_{z-1}^{n+1}}{\Delta z} \quad \text{Équation 45}$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{T_z^{n+1} - T_z^n}{\Delta t} \quad \text{Équation 46}$$

### II.2.1.3. Validation du modèle

Dans le but de valider les hypothèses établies et le modèle ainsi créé, trois cuves de stockage de tailles différentes, décrites dans la section I.2.3.4., ont été simulées. Il n'y a pas assez de données disponibles pour simuler les autres cuves existantes et comparer résultats numériques et expérimentaux.

Le Tableau 14 regroupe les informations principales concernant les trois cuves thermoclines utilisées, ainsi que celles concernant le réservoir étudié dans ce travail de thèse, à titre de comparaison. Cette comparaison montre que le modèle numérique est confronté à des stockages thermoclines très différents, que ce soit au niveau du fluide utilisé, de la gamme de température d'utilisation, de la porosité, de la taille des particules ou tout simplement de la taille du réservoir. L'épaisseur effective de la paroi a été ajoutée, car le métal joue un rôle non-négligeable dans le stockage et les transferts thermiques pour les petites cuves. Par exemple, pour la cuve de la centrale MicroSol-R, l'épaisseur de paroi réelle est de  $8 \cdot 10^{-2}$  m, mais la masse des paniers (100 kg chacun) additionnée de la masse totale d'acier de la cuve (1500 kg en incluant les brides, les supports, le couvercle, etc.) conduit à une épaisseur effective de  $1,8 \cdot 10^{-2}$  m.

Prototype	Solar One	Sandia	PROMES-CNRS Perpignan	PROMES- CNRS Odeillo
Fluide	Caloria HT	Solar Salt	Huile de Colza	Jarysol®
Solide	Granite Sable	Quartzite Sable	Quartzite	Alumine
température haute	295,5 °C	395 °C	210 °C	300 °C
Température basse	179,2 °C	290 °C	161 °C	220 °C
Hauteur du lit	12,4 m	5,2 m	1,8 m	2,64 m
Diamètre interne	18,2 m	3 m	0,4 m	1,2 m
Porosité	22,0 %	22,0 %	41,0 %	48,5 %
Diamètre des solides	$0,46 \cdot 10^{-2}$ m	$1,905 \cdot 10^{-2}$ m	$4 \cdot 10^{-2}$ m	$2 \cdot 10^{-2}$ m
Épaisseur effective de la paroi	$2 \cdot 10^{-2}$ m	$0,5 \cdot 10^{-2}$ m	$0,8 \cdot 10^{-2}$ m	$1,8 \cdot 10^{-2}$ m
$R_{th}$	0,0013 K.W <sup>-1</sup>	0,044 K.W <sup>-1</sup>	0,74 K.W <sup>-1</sup>	0,6 K.W <sup>-1</sup>
$\dot{m}_{stockage}$	∅	∅	0,029 kg.s <sup>-1</sup>	0,4 kg.s <sup>-1</sup>
$\dot{m}_{déstockage}$	23 kg.s <sup>-1</sup>	5,46 kg.s <sup>-1</sup>	0,019 kg.s <sup>-1</sup>	0,4 kg.s <sup>-1</sup>

Tableau 14 : Les informations nécessaires à la modélisation des cuves expérimentales simulées dans cette thèse

À partir de toutes ces données, une simulation en une dimension de chacune de ces cuves de stockage d'énergie a été effectuée. Aucun paramètre d'ajustement n'a été ajouté ; seules les données précédemment décrites ont été fournies en entrée du modèle. Les figures qui suivent représentent la confrontation de chaque résultat expérimental au résultat théorique associé. La première courbe expérimentale a été utilisée comme état initial de la cuve numérique. Pour chaque

figure, les résultats expérimentaux sont représentés par des points de mesure tandis que les résultats numériques sont représentés par des courbes.

Les résultats numériques concernant la cuve de la centrale Solar One sont en très bonne accordance avec les résultats expérimentaux (Figure 39), avec une différence moyenne de 1,9 °C entre résultats expérimentaux et numériques. Ce type de modèle semble donc adapté pour les cuves de taille industrielle.

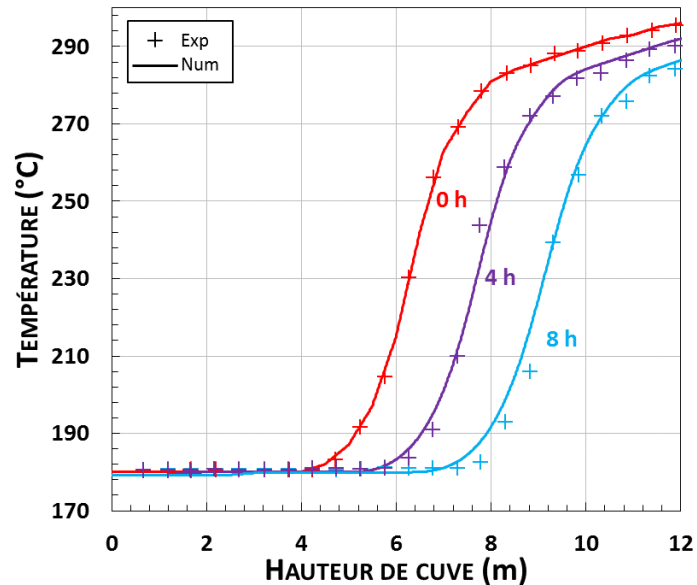


Figure 39 : Comparaison des résultats expérimentaux et numériques pour une décharge de la cuve de Solar One

Concernant les résultats pour Sandia (Figure 40), les résultats numériques (lignes continues) sont relativement proches des résultats expérimentaux, avec une différence moyenne de 4,6 °C. Seule la dernière courbe s'écarte de manière non négligeable des valeurs réelles. Cette différence est certainement due à une variation expérimentale du débit qui n'est pas prise en compte dans la simulation. En effet, le débit numérique est considéré constant (malgré une variation possible mais non confirmée de ce dernier), mais l'écart entre deux courbes expérimentales ne semble pas l'être. Or, cet écart est directement proportionnel au débit si le pas de temps entre deux courbes est constant.

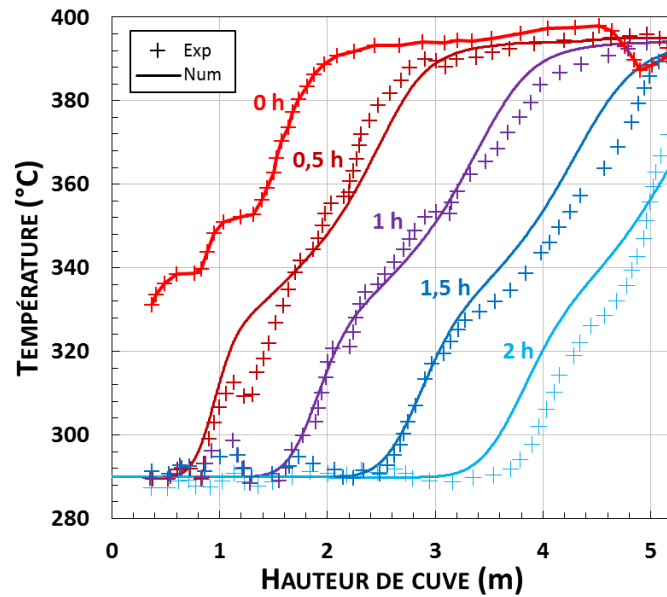


Figure 40 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques d'une décharge de la cuve de Sandia

Concernant le démonstrateur du laboratoire PROMES-CNRS (situé à Perpignan), davantage de résultats expérimentaux sont disponibles. Les profils de température durant la décharge sont en bonne accordance (Figure 41), avec une erreur moyenne de 1,32 °C entre les températures mesurées et les prédictions du modèle, mais le sont davantage pendant la charge (Figure 42), avec une erreur moyenne de 0,94 °C entre résultats expérimentaux et numériques.

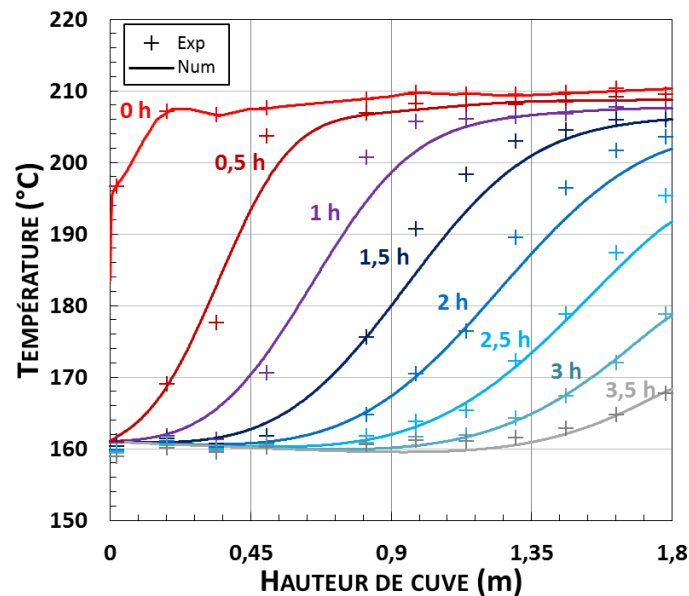
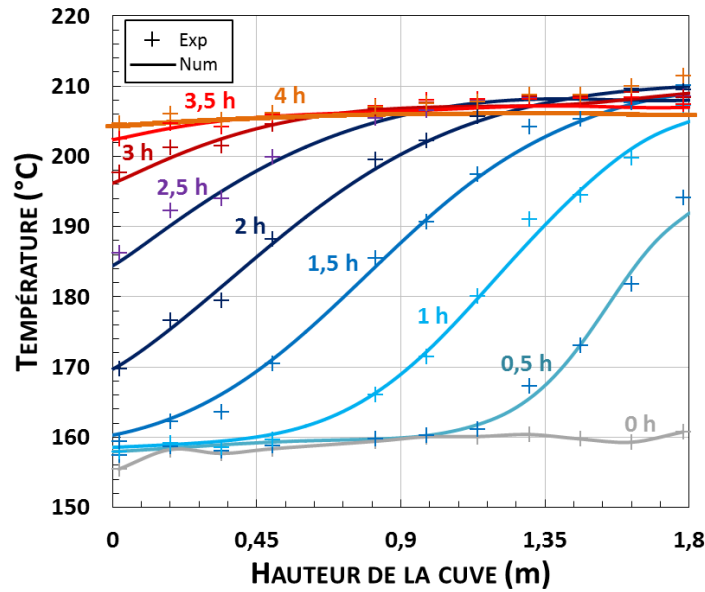


Figure 41 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour une décharge du démonstrateur du laboratoire PROMES-CNRS à Perpignan



8

Figure 42 : Comparaison des résultats expérimentaux et numériques pour une charge du démonstrateur du laboratoire PROMES-CNRS à Perpignan

La température de sortie en déstockage qui est prédite est très proche de la réalité (erreur moyenne de prédiction de 0,94 °C) ce qui est une très bonne chose car c’est la valeur de sortie la plus importante (Figure 43).

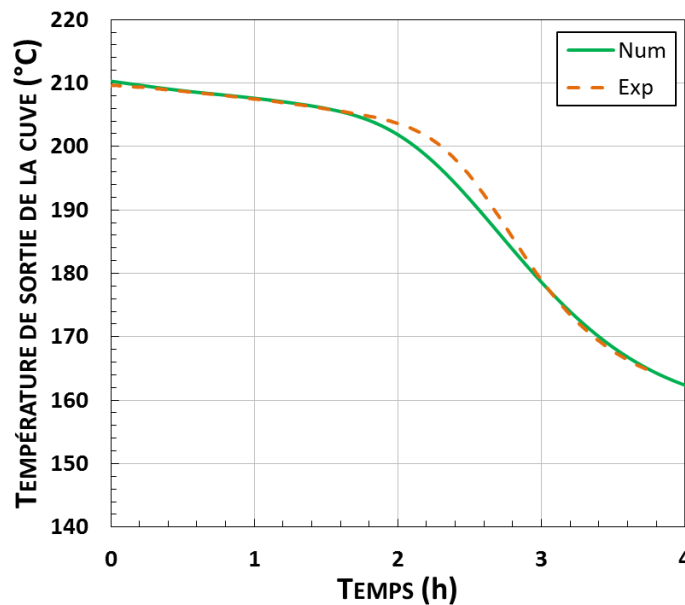


Figure 43 : Comparaison de la température de sortie obtenue expérimentalement pendant une décharge du démonstrateur du laboratoire PROMES-CNRS à Perpignan et la température prédite par le modèle

Le modèle de la thermocline est donc considéré validé. Il peut désormais être appliqué à la cuve de la centrale MicroSol-R, ce qui constituera une validation supplémentaire mais permettra surtout de pallier les limitations expérimentales rencontrées avec la centrale solaire.

## II.2.2. Étude expérimentale de la cuve de la centrale MicroSol-R

### II.2.2.1. Métrologie

Les caractéristiques générales de la cuve sont :

- une hauteur de 3 m ;
- un diamètre intérieur de 1,28 m ;
- un lit de solide s'é espaçant sur une hauteur de 2,64 m ;
- une porosité de 48,5 % dans le lit de solide (les billes d'alumine occupent 51,5 % du volume du lit tandis que le reste du volume est occupé par l'huile synthétique).

Il est possible de connaître l'évolution axiale de la température au sein de la cuve grâce à 22 thermocouples placés le long de la paroi, et l'évolution radiale grâce à 24 thermocouples placés à 4 hauteurs différentes (0 m, 0,66 m, 1,98 m et 2,64 m, 6 thermocouples par niveau, avec un espacement de 11 cm). Les positions de ces capteurs sont illustrées par des points rouges à la Figure 44 et les hauteurs exactes des thermocouples placés le long de paroi sont données dans le Tableau 15, et leur précision est d'environ +/- 1,5 °C.

Deux capteurs de pression ont aussi été placés dans les tuyauteries pour évaluer les pertes de charge subies par le fluide dans la cuve.

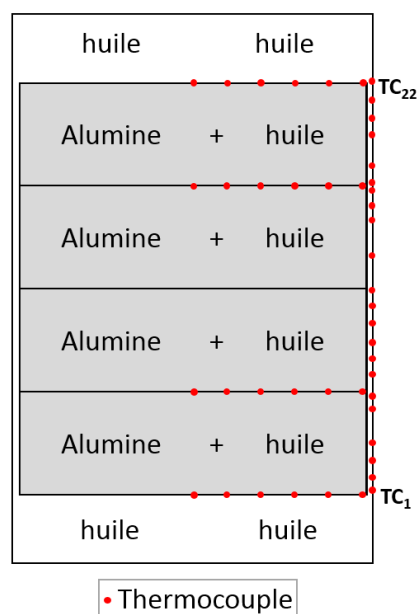


Figure 44 : Position des thermocouples dans la cuve thermocline de la centrale MicroSol-R ; TC = Thermocouple

Thermocouple	TC <sub>1</sub>	TC <sub>2</sub>	TC <sub>3</sub>	TC <sub>4</sub>	TC <sub>5</sub>	TC <sub>6</sub>	TC <sub>7</sub>	TC <sub>8</sub>	TC <sub>9</sub>	TC <sub>10</sub>	TC <sub>11</sub>
Hauteur (m)	0,05	0,13	0,23	0,36	0,57	0,61	0,78	0,85	0,96	1,09	1,19
Thermocouple	TC <sub>12</sub>	TC <sub>13</sub>	TC <sub>14</sub>	TC <sub>15</sub>	TC <sub>16</sub>	TC <sub>17</sub>	TC <sub>18</sub>	TC <sub>19</sub>	TC <sub>20</sub>	TC <sub>21</sub>	TC <sub>22</sub>
Hauteur (m)	1,30	1,53	1,76	1,83	1,92	2	2,12	2,32	2,45	2,55	2,66

Tableau 15 : Position des thermocouples le long de la paroi de la cuve ; TC=Thermocouple

Les débitmètres mesurant le débit massique entrant par le haut de la cuve pendant un stockage et le débit entrant par le bas pendant un déstockage sont à effet vortex, avec une précision d'environ 0,5 %.

### II.2.2.2. Étude des variations radiales de température

Toutes les températures mesurées qui seront présentées par la suite proviennent des thermocouples placés le long de la paroi de la cuve. La modélisation du comportement thermique des réservoirs se fait également en une dimension. Le modèle estime donc que la température est identique sur toute la section de la cuve.

Or, il est possible qu'il y ait des chemins préférentiels pour l'huile. Il est également probable que l'effet d'ailette de la paroi soit si important qu'il fausse les mesures de température effectuées par les thermocouples qui sont accolés à cette dernière.

Il était donc nécessaire de vérifier le gradient de température radial dans la cuve avant de certifier la validité de tous les résultats obtenus à partir des mesures proches de la paroi.

Les Figures 45 à 47 montrent donc l'évolution du profil de température radial aux différentes hauteurs pendant trois expérimentations : une charge, une décharge et un *stand-by* de la cuve.

La Figure 45 montre que les profils radiaux restent fortement plats durant toute la charge. Une légère augmentation de la température peut être constatée pour certains thermocouples proches de la paroi, élévation qui pourrait être due à la diffusion thermique à travers cette dernière. Toutefois, cette élévation est surtout constatée sur le profil tout en bas de la cuve, qui peut être impacté par les inhomogénéités du volume tampon situé en dessous.

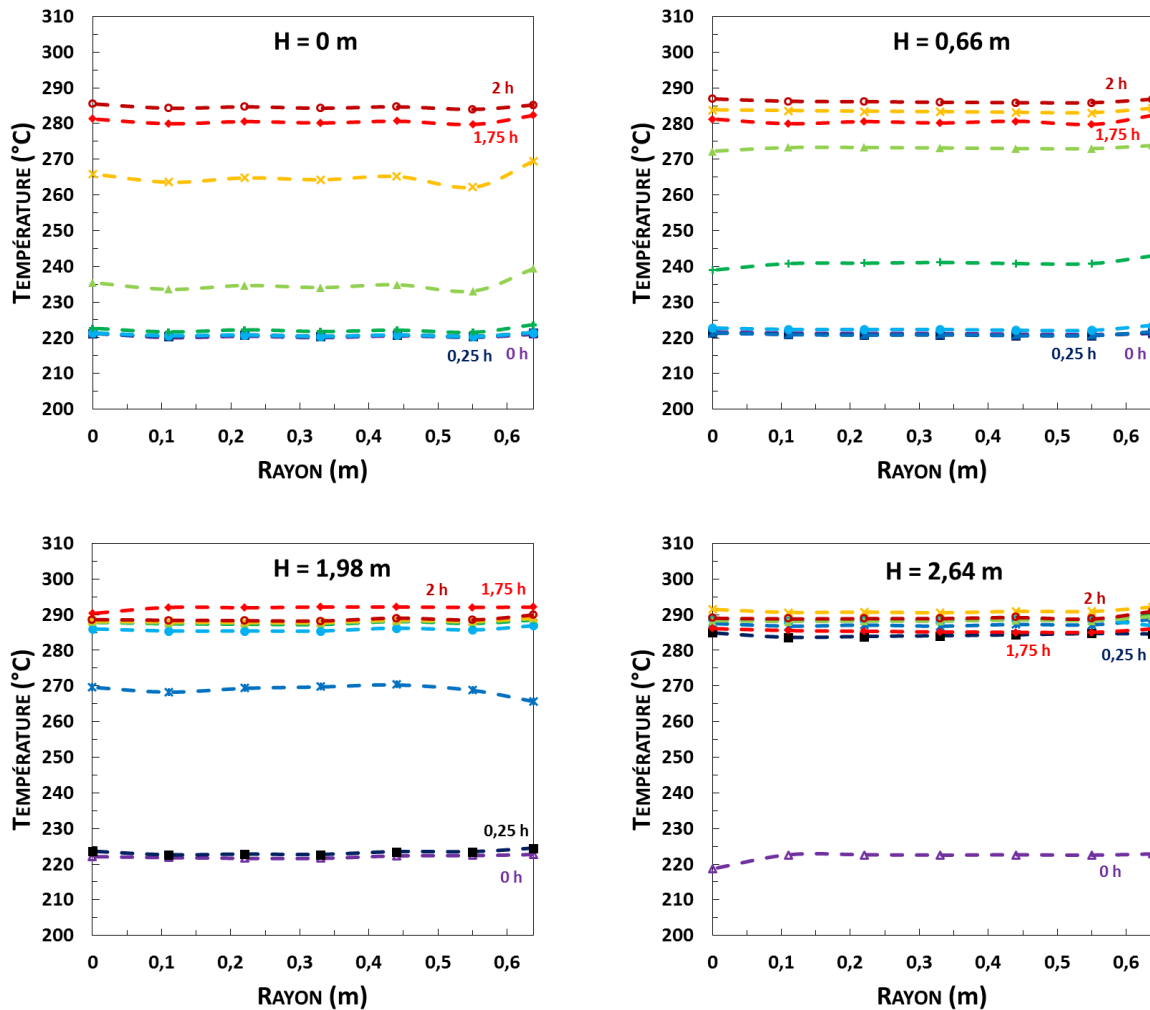


Figure 45 : Évolution des profils radiaux de température sur 4 hauteurs différentes durant une charge typique

Sur la Figure 46, seul le profil radial tout en bas de la cuve présente quelques variations durant la décharge. L'injection de fluide doit certainement provoquer quelques inhomogénéités qui sont alors rapidement effacées dans le lit de solide.



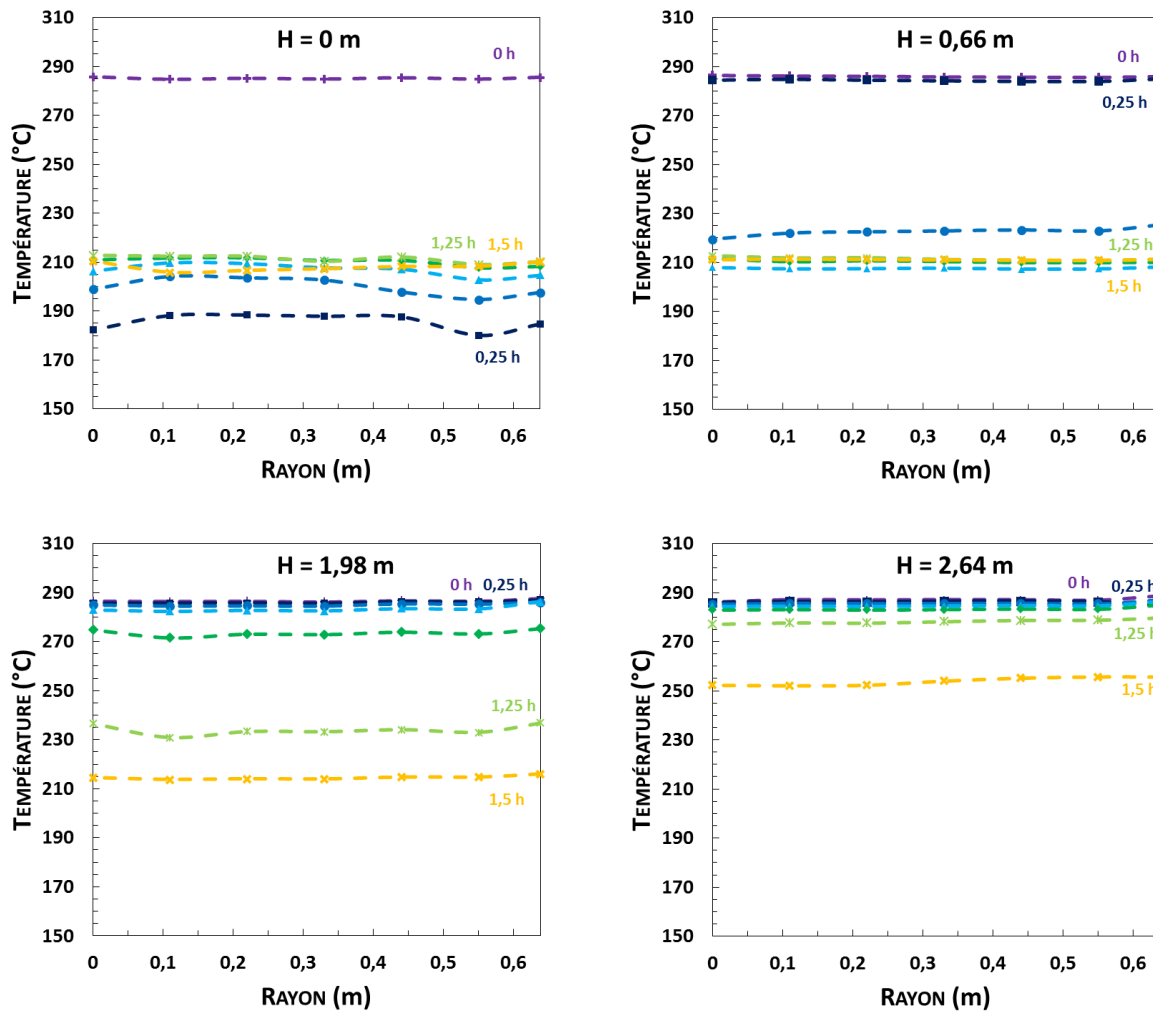


Figure 46 : Évolution des profils radiaux de température sur 4 hauteurs différentes durant une décharge typique

Les variations radiales de température sont un peu plus visibles durant la période de *stand-by* (Figure 47), avec notamment une augmentation de la température du fluide proche de la paroi, en raison de la diffusion thermique. Cette variation peut être due à la calibration des thermocouples, mais ne semble pas être due aux pertes puisqu'il n'y a pas de diminution graduelle de la température avec l'éloignement du centre de la cuve. Toutefois, la forme de la courbe radiale reste identique tout au long de l'expérience (avec une diminution globale de la température en raison des pertes). L'erreur créée perturbe donc peu les calculs de pertes d'énergie dans la cuve.

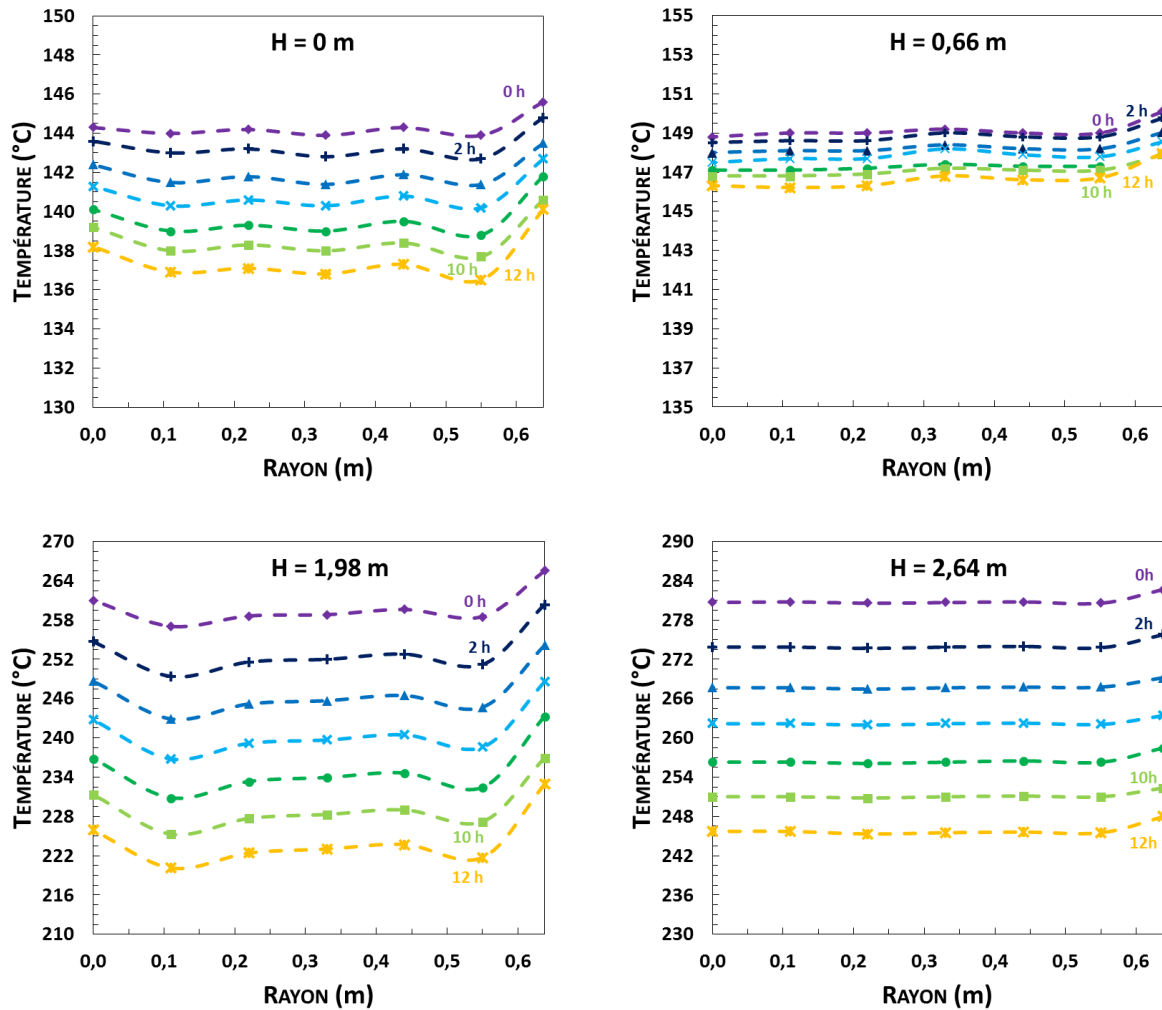


Figure 47 : Évolution des profils radiaux de température sur 4 hauteurs différentes durant un stand-by typique

Il semble donc que l'utilisation des thermocouples le long de la paroi est judicieuse, quel que soit le type d'utilisation du stockage. De même la modélisation en une dimension semble suffisante pour prédire le comportement global de la thermocline. Toute la suite de cette étude prend donc comme hypothèse une température uniforme sur la section de la cuve. Le calcul des variables d'intérêt s'effectuera donc à partir de cette hypothèse.

### II.2.2.3. Variables d'intérêt

#### II.2.2.3.1. Définition des seuils et de la taille de la thermocline

Un certain nombre de variables permettent la comparaison qualitative et quantitative des performances du système de stockage étudié.

Comme il a déjà été expliqué, une thermocline est généralement constituée de trois zones distinctes : une zone à la température haute du circuit (en haut de cuve), une zone à la température basse du circuit (en bas de cuve), et une zone intermédiaire où la température évolue rapidement. Ces trois zones changent de taille et se déplacent au cours du temps.

La délimitation des zones de la cuve de stockage s'effectue à partir de températures seuils qui dépendent généralement des limitations et des besoins du système en aval du réservoir (en charge comme en décharge). Ces températures seuils permettent de définir la transition d'une zone à

l'autre, et de surcroît le calcul de toutes les variables d'intérêt : la hauteur de thermocline ainsi que les efficacités de charge et de décharge.

Le seuil haut de la thermocline correspond à la température au-dessus de laquelle est considérée la zone chaude de la thermocline (Équation 47). En dessous de cette température, l'énergie est considérée comme inutilisable par ce qui est en aval de la cuve pendant la décharge (par exemple un groupe de puissance dans une centrale solaire à concentration). Elle est définie comme suit :

$$T_{seuil-haut} = T_H - \kappa_d \cdot (T_H - T_B) \quad , \quad 0 < \kappa_d < 1 \quad \text{Équation 47}$$

Le coefficient  $\kappa_d$  définit la baisse relative de la température de sortie, par rapport à la différence totale de température du système, qui est acceptée par le système en aval du stockage pendant la décharge.

Le seuil bas de la thermocline  $\kappa_c$  correspond quant à lui à la température en dessous de laquelle est considérée la zone froide de la thermocline (Équation 48). Au-dessus de cette température, le fluide est considéré comme trop chaud pour ce qui est en aval de la cuve pendant la charge (entrée des collecteurs dans une centrale solaire à concentration de type cylindro-parabolique). Elle est définie comme suit.

$$T_{seuil-bas} = T_B + \kappa_c \cdot (T_H - T_B) \quad , \quad 0 < \kappa_c < 1 \quad \text{Équation 48}$$

La taille de la zone de thermocline est donc définie à partir de ces seuils (Équation 49 et Figure 48).

$$H_{Thc} = H_{T_{seuil-haut}} - H_{T_{seuil-bas}} \quad \text{Équation 49}$$

La hauteur  $H_{T_{seuil-haut}}$  correspond à l'endroit dans la cuve où la température est égale à la température correspondant au seuil haut choisi. À la hauteur  $H_{T_{seuil-bas}}$ , la température est égale à la température correspondant au seuil bas choisi.

Si le seuil haut n'est plus visible dans la cuve, alors la hauteur le concernant devient la hauteur de la cuve (Équation 50). Si le seuil bas n'est plus visible dans la cuve, alors la hauteur le concernant devient nulle (Équation 51). Dans les deux cas, cela signifie qu'une partie de la thermocline a été extraite de la cuve.

$$\text{si } T_{z=H_{cuve}} < T_{seuil-haut} \text{ alors } H_{T_{seuil-haut}} = H_{cuve} \quad \text{Équation 50}$$

$$\text{si } T_{z=0} > T_{seuil-bas} \text{ alors } H_{T_{seuil-bas}} = 0 \quad \text{Équation 51}$$

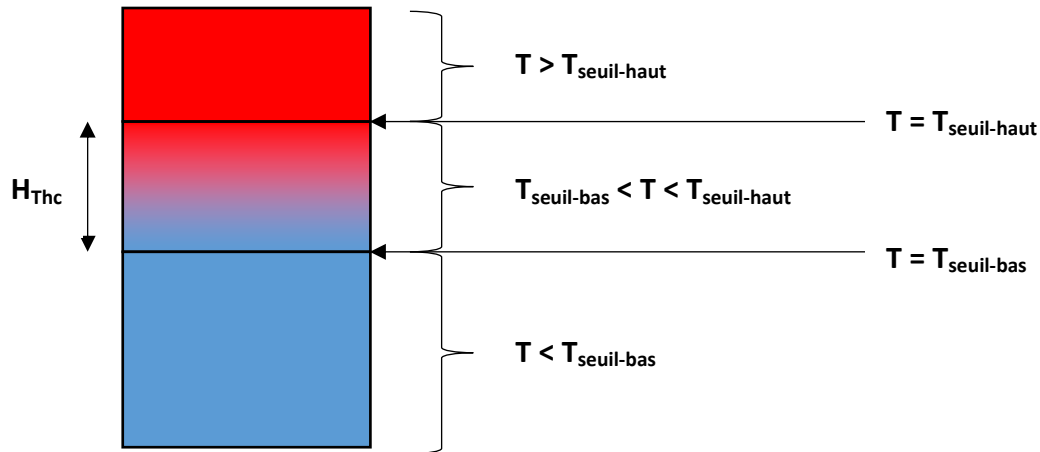


Figure 48 : Définition des seuils et de la taille de la thermocline

Dans la pratique, puisque l'espacement entre deux thermocouples consécutifs est non-négligeable (11 cm en moyenne dans notre cas), les hauteurs  $H_{T_{seuil-haut}}$  et  $H_{T_{seuil-bas}}$ , correspondant respectivement aux températures seuils  $T_{seuil-haut}$  et  $T_{seuil-bas}$  sont déterminées à partir d'interpolations linéaires entre les données expérimentales mesurées.

Dans un objectif de comparaison de différentes cuves de stockage, ces seuils sont généralement définis arbitrairement (c'est-à-dire sans lien avec un élément en aval du stockage). Par exemple, les coefficients de seuils pour la charge ( $\kappa_c$ ) et la décharge ( $\kappa_d$ ) correspondent à un gain ou une perte de 20 % de la différence totale de température.

### II.2.2.3.2. Définition des efficacités

Les efficacités de charge et de décharge sont également définies à partir des seuils précédents.

L'efficacité de la charge déterminée ici permet d'effectuer une comparaison directe avec le stockage deux cuves. Elle correspond au rapport entre l'énergie effectivement chargée dans la cuve à la fin de la charge  $E_{finale}$  et l'énergie qui aurait pu être chargée si la cuve avait été intégralement chauffée à la température haute du circuit (énergie maximale théorique). Sa définition est la même que celle de l'état de charge du stockage (Équation 52).

$$\eta_{charge} = \frac{E_{finale}}{E_{max}} \quad \text{Équation 52}$$

Il est considéré que la charge de la cuve s'arrête lorsque le seuil bas  $\kappa_c$  est atteint en sortie de cuve, l'énergie stockée  $E_{finale}$  est calculée à partir de l'état de la cuve au moment où ce seuil est atteint (Équation 53). Pour des raisons de compacité des équations, un terme de capacité volumique de stockage effective est défini par l'Équation 54 et correspond à une moyenne pondérée par la porosité des chaleurs volumiques du fluide et du solide.

$$E_{finale} = \int_0^{H_{cuve}} [S_{lit} \cdot (CVS)_{eff,lit} + S_w \cdot (CVS)_w] \cdot (T(z, t = t_{\kappa_c}) - T_L) \cdot dz \quad \text{Équation 53}$$

$$(CVS)_{eff,lit} = [\varepsilon \cdot \rho_f \cdot C_f + (1 - \varepsilon) \cdot \rho_s \cdot C_s] \quad \text{Équation 54}$$

L'énergie maximale stockable  $E_{max}$  correspond à l'énergie que pourrait stocker la cuve si la charge démarrait avec une cuve totalement à la température basse du circuit et se terminait avec une cuve totalement à la température haute du circuit (Équation 55). Il est considéré qu'une cuve totalement à la température basse du circuit est considérée comme vide d'énergie (la température basse du circuit étant la température de référence du calcul des différentes énergies mises en jeu).

$$E_{max} = [(V_f + V_s) \cdot (CVS)_{eff,lit} + V_w \cdot (CVS)_w] \cdot (T_H - T_B) \quad \text{Équation 55}$$

$S_{lit}$  et  $S_w$  correspondent respectivement à la section de passage du lit de solide et à celle de la paroi (Équation 56 et Équation 57).

$$S_{lit} = \pi \cdot R_{cuve,int}^2 \quad \text{Équation 56}$$

$$S_w = \pi \cdot ((R + e_w)^2 - R_{cuve,int}^2) \quad \text{Équation 57}$$

L'efficacité de la décharge est calculée comme suit (Équation 58) :

- l'énergie initialement stockée dans la cuve est calculée ;
- l'énergie effectivement déchargée  $E_{déchargée}$  est calculée ;
- le calcul est stoppé lorsque la température de sortie atteint le seuil haut ;
- l'efficacité correspond au rapport de l'énergie déstockée et de l'énergie initialement stockée.

$$\eta_{décharge} = \frac{E_{déchargée}}{E_{initiale}} \quad \text{Équation 58}$$

L'énergie effectivement déchargée  $E_{déchargée}$  par la cuve est calculée au fur et à mesure de la décharge à partir du débit de fluide et des températures d'entrée et de sortie de ce dernier (Équation 59). Le temps  $t_{\kappa_d}$  correspond au temps au bout duquel le seuil haut a été atteint.

$$E_{déchargée} = \int_0^{t_{\kappa_d}} [\dot{m}_f \cdot C_f \cdot (T_s - T_e) \cdot dt] \quad \text{Équation 59}$$

L'énergie initiale contenue dans la cuve  $E_{initiale}$  se définit de la même façon que l'énergie finale stockée dans la cuve pour la charge  $E_{finale}$ .

Une efficacité globale de la thermocline peut ainsi être définie comme le rapport entre l'énergie effectivement déchargée par la cuve  $E_{déchargée}$ , et l'énergie maximale théorique qu'il est possible de stocker  $E_{max}$  (Équation 60).

$$\eta_{globale} = \frac{E_{déchargée}}{E_{max}} \quad \text{Équation 60}$$

Si la décharge suit directement la charge (c'est à dire si l'énergie finale de la charge  $E_{finale}$  est égale à l'énergie initiale de la décharge  $E_{ini}$ ), alors le rendement global du stockage est égal au produit des rendements de charge et de décharge (Équation 61).

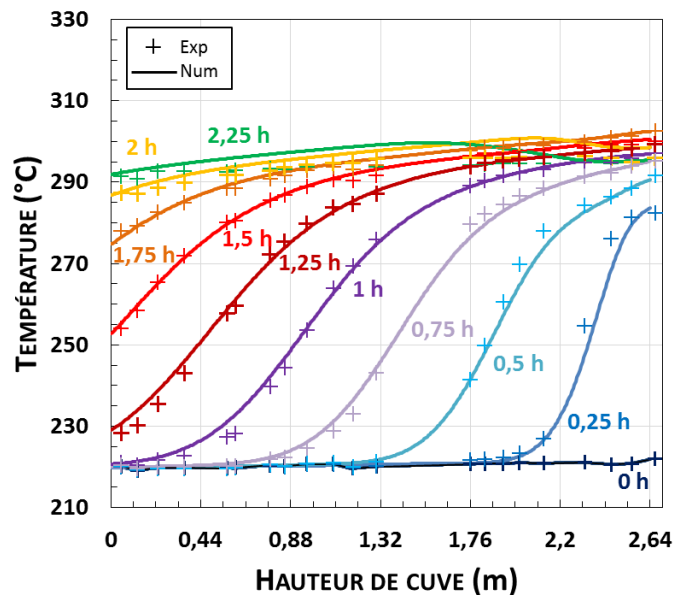
$$\eta_{globale} = \eta_{charge} \cdot \eta_{décharge} \quad \text{Équation 61}$$

Maintenant que toutes ces variables d'intérêt ont été définies, l'étude des performances de la cuve peut être menée.

#### II.2.2.4. Charge typique

Une charge typique représente une charge avec pour conditions d'entrées du fluide une température constante et un débit massique constant. Cette charge permet de qualifier les performances générales du stockage, et ainsi de les comparer à celles d'autres réservoirs de type thermocline (sous réserve de l'utilisation de coefficients de seuil identiques pour la détermination des performances du stockage). La charge présentée ici a été effectuée en chauffant le fluide à l'aide des collecteurs cylindro-paraboliques et de la résistance électrique d'appoint. À l'état initial, la cuve est

intégralement à 220 °C, et du fluide à 293 °C est inséré par le haut du réservoir, avec un débit massique de 0,88 kg.s<sup>-1</sup>. Ensuite, la température d'entrée augmente légèrement au cours du temps, une température haute T<sub>H</sub> de 300 °C est donc considérée. Les pertes de charge moyenne durant cette expérience sont d'environ 0,65 bars. Tous les résultats expérimentaux de cette étude sont comparés aux résultats numériques du modèle, à titre de validation supplémentaire de ce dernier (différence moyenne de 1,4 °C), mais aussi parce que le modèle permet parfois une meilleure compréhension de l'influence des phénomènes physiques mis en jeu. La Figure 49 présente les profils de température ainsi obtenus, avec un pas de 0,25 heure.



**Figure 49 : Profils de température de la cuve thermocline de MicroSol-R durant une charge typique – Résultats expérimentaux et numériques – La figure se lit de la droite vers la gauche**

Une charge parfaite donnerait une pente infinie entre la zone chaude et la zone froide de la cuve. Il est évidemment impossible d'avoir un tel cas, car la diffusion thermique et les échanges entre le fluide et le solide entraînent une pente de plus en plus faible. De plus, l'augmentation légère de la température d'entrée durant l'expérience a un impact sur l'établissement de la zone chaude. Cette charge typique sera néanmoins utilisée comme critère de comparaison avec des charges plus atypiques qui seront développées dans une section ultérieure.

La Figure 50 représente l'évolution de la taille de la thermocline durant cette charge typique. Elle est définie comme la part de la cuve qui est comprise entre les deux seuils arbitraires  $\kappa_c = \kappa_d = 20\%$ .

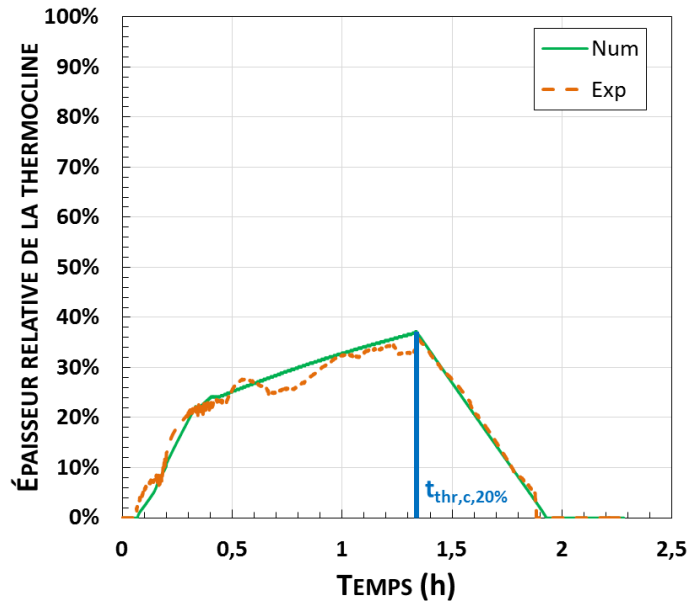


Figure 50 : Épaisseur de la thermocline durant une charge typique – Résultats expérimentaux et numériques

Ces résultats expérimentaux et numériques indiquent que :

- tout d'abord la zone de thermocline est créée lorsque du fluide chaud rencontre les solides froids en haut de la cuve. L'épaisseur de la thermocline augmente donc rapidement (entre  $t = 0$  h et  $t = 0,3$  h) ;
- après création de la zone de thermocline, celle-ci se diffuse lentement en raison de la limitation des échanges entre le fluide et le solide, et en raison de la diffusion thermique (entre  $t = 0,3$  h et  $t = 1,33$  h) ;
- enfin la température de sortie est inférieure au seuil haut ( $284$  °C) et la zone de thermocline semble alors diminuer (de  $t = 1,33$  h et  $t = 1,9$  h). En réalité, on commence à l'extraire de la cuve et elle continue de s'étendre dans la tuyauterie en aval de la cuve.

Ces trois phases de développement de la thermocline sont plus marquées sur les résultats numériques qui représentent uniquement les phénomènes physiques étudiés (il n'y a pas d'erreur de mesure ou de phénomènes parasites dans la simulation).

Une épaisseur maximale est obtenue avant que la zone soit extraite. Avec cette définition, elle correspond à 36 % (0,95 m) de la hauteur du lit de solide. L'épaisseur de la thermocline est un indicateur qualitatif de l'efficacité du stockage de ce type : plus l'épaisseur maximale est faible et plus l'efficacité sera grande. Si l'épaisseur de la thermocline restait nulle, cela signifierait qu'il y aurait des échanges parfaits entre fluide et solide, et que la diffusion thermique serait inexistante. Une cuve thermocline réelle mais correctement dimensionnée semble mener à des valeurs maximales d'épaisseur relative de thermocline allant de 30 % à 40 % [73, 96].

La Figure 51 montre l'évolution de la température de sortie de la cuve durant cette charge. Elle est tout d'abord constante, puis augmente rapidement lorsque l'extraction de la zone de thermocline débute, et ce jusqu'à atteindre la température haute du circuit ( $300$  °C).

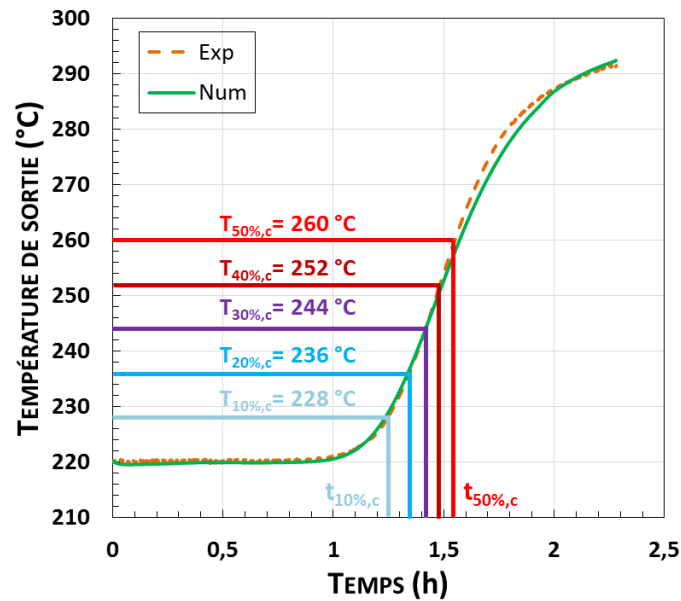


Figure 51 : Température de sortie de la cuve thermocline de la centrale MicroSol-R durant une charge typique – Résultats expérimentaux et numériques, définition des seuils

Comme expliqué précédemment, des seuils de température différents peuvent être choisis. Des valeurs entre 10 % et 50 % de la différence totale de température subie ont ici été comparées. Pour chacun de ces seuils, une durée de la charge correspondante est obtenue (respectivement  $t_{10\%,c}$  jusque  $t_{50\%,c}$ ). Les résultats concernant cette durée de charge et les efficacités expérimentales calculées sont consignés dans le Tableau 16.

L'efficacité de la charge dépend ensuite du seuil choisi. Pour le seuil arbitraire correspondant à une augmentation de température de 20 %  $\Delta T_{tot}$ , une efficacité de 80,1 % a été obtenue. Cette valeur est supérieure à celle trouvée par Hoffmann *et al.* (74 %) [73] et ceci s'explique par la différence de taille entre les cuves (2,64 m contre 1,8 m). Il ne semble pas y avoir d'autres résultats d'efficacité de charge référencés dans la littérature.

Seuil $\kappa_c$	Température seuil	Durée de la charge	Efficacité de la charge
10 %	228 °C	1,25 h	74,6 %
20 %	236 °C	1,35 h	80,1 %
30 %	244 °C	1,42 h	83,4 %
40 %	252 °C	1,48 h	85,9 %
50 %	260 °C	1,55 h	88,1 %

Tableau 16 : Les différentes températures seuils et les efficacités et durées de charge correspondantes

L'efficacité de la charge augmente évidemment avec l'élévation de la température maximum admissible en sortie (température seuil) : avec un seuil  $\kappa_c$  de 10 % (soit une augmentation de la température de sortie de 10 %  $\Delta T_{tot}$ ), un quart (25,4 %) de la capacité de stockage de la cuve  $E_{max}$  n'est pas utilisée, tandis qu'avec un seuil de 50 %, 88 % de la cuve est effectivement utilisée pour le stockage. La Figure 52 montre l'évolution de l'efficacité de la charge et du temps de charge en fonction du coefficient de seuil choisi.



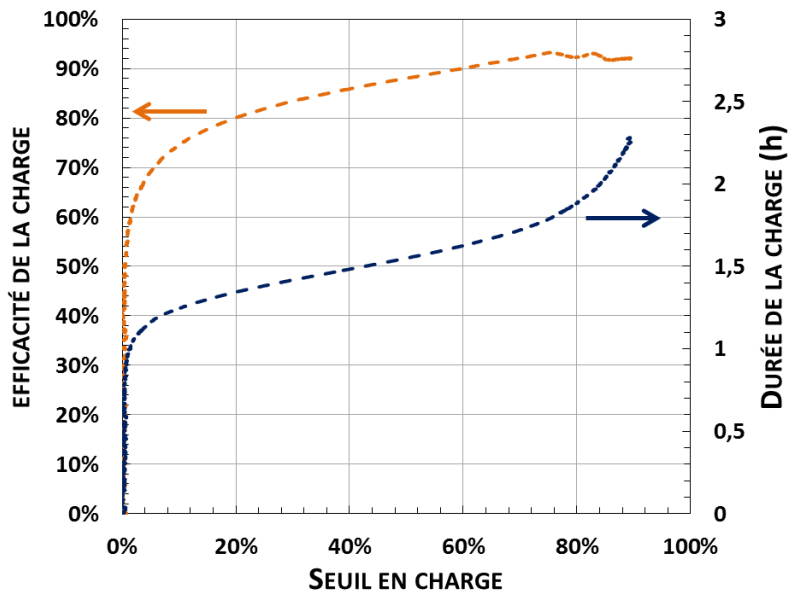


Figure 52 : Efficacité expérimentale de la charge et temps de charge pour le stockage thermocline étudié, en fonction du coefficient de seuil choisi  $\kappa_c$

La Figure 52 montre que l'efficacité de la charge est très faible si le seuil de température est très strict (typiquement en dessous de 10 %). L'augmentation de l'efficacité avec le seuil de température est ensuite quasiment linéaire. La courbe du temps de charge peut quant à elle être divisée en trois périodes :

- en début de charge, la température de sortie est quasiment constante. Le temps nécessaire pour atteindre un certain niveau de température est donc relativement très important ;
- lorsque la zone de thermocline est extraite, l'augmentation du temps de charge est constante car la température de sortie possède également une pente constante ;
- en fin de charge, la température de sortie augmente lentement car la zone chaude n'est pas tout à fait à température constante. Il faut alors un temps relativement élevé pour atteindre un seuil de température donné.

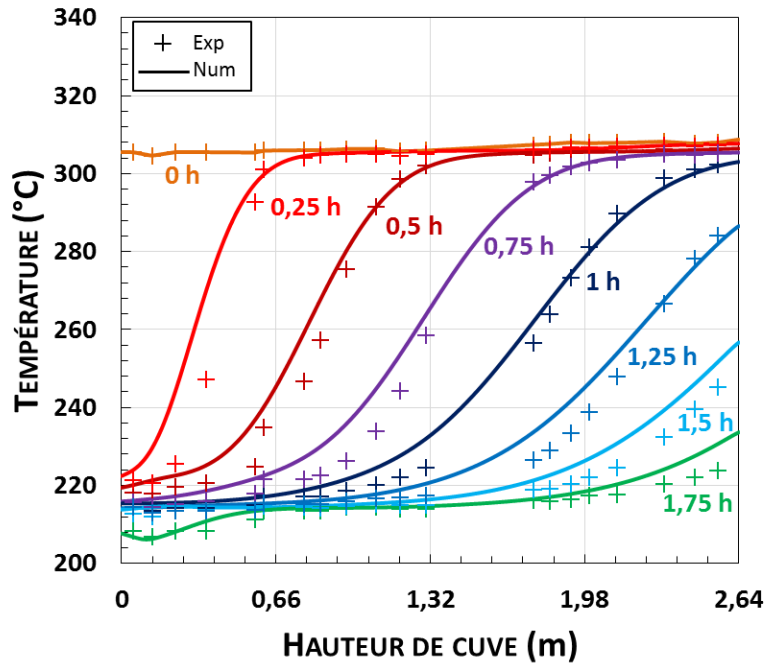
L'efficacité de la thermocline (ainsi que la durée du processus) pendant la charge dépend donc fortement du seuil choisi. Connaître le comportement du système global (c'est à dire connaître le seuil de température imposé par l'élément en aval de la cuve) permettra donc de définir le seuil réel de température et donc de déterminer les performances réelles de la cuve. Ainsi, les stratégies de contrôle du stockage pourront être adaptées.

### II.2.2.5. Décharge typique

Une décharge typique est une décharge de la cuve à température d'entrée constante et à débit de fluide constant. Les objectifs de la décharge typique sont les mêmes que ceux de la charge typique. La décharge présentée ici a été effectuée en refroidissant le fluide sortant de la cuve à l'aide du générateur de vapeur de la centrale. La cuve est intégralement à environ 307 °C à l'état initial, et du fluide froid à 220 °C est injecté par le bas de la cuve, avec un débit de 0,89 kg.s<sup>-1</sup> (valeur équivalente de celle du débit de charge typique). La température d'entrée diminue légèrement durant l'expérience, et une température basse  $T_B$  de 210 °C est considérée. Les pertes de charge moyenne durant cette expérience sont d'environ 0,17 bar. Cette valeur est inférieure à celle obtenue en charge (0,65 bar). Ceci semble être dû au fait qu'à débit équivalent, le travail de la pompe est plus faible si la densité en amont de la cuve est supérieure à la densité en son aval. À noter également qu'une décharge par effet thermosiphon a été observée lorsque la pompe est à l'arrêt et que les

vannes sont ouvertes : un faible débit est observé. Cet effet facilite probablement les phases de décharge.

Une fois de plus, les résultats de la simulation ont été associés aux résultats expérimentaux. La Figure 53 présente les profils de température ainsi obtenus, avec un pas de 0,25 heure.



*Figure 53 : Profils de température de la cuve thermocline de MicroSol-R durant une décharge typique – Résultats expérimentaux et numériques*

Comme pour la charge, ces résultats seront utilisés comme référence et seront comparés à ceux de décharges moins typiques, car cette décharge typique montre des pentes très importantes entre la zone chaude et la zone froide de la cuve.

L'épaisseur de thermocline pendant cette décharge est représentée dans la Figure 54.

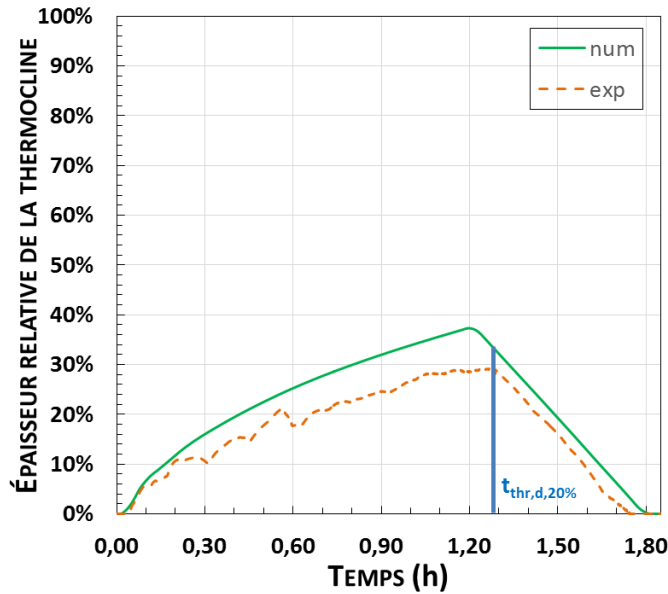


Figure 54 : Épaisseur de la thermocline durant une décharge typique – Résultats expérimentaux et numériques

Les trois mêmes étapes qu'en charge peuvent être observées. Contrairement à la charge, la valeur maximale de l'épaisseur de thermocline n'est pas obtenue pour le même temps entre le modèle et l'expérimental. Ceci est dû au fait que les prédictions du modèle sont légèrement moins précises en décharge qu'en charge (erreur moyenne sur les profils de 2,7 °C en décharge, contre 1,4 °C en charge, pour une raison inexplicquée).

La Figure 55 montre l'évolution de la température de sortie de la cuve durant cette décharge typique. Elle n'est pas tout à fait constante au début de la décharge en raison des pertes thermiques. Elle commence à fortement diminuer lorsque la zone de thermocline est extraite de la cuve.

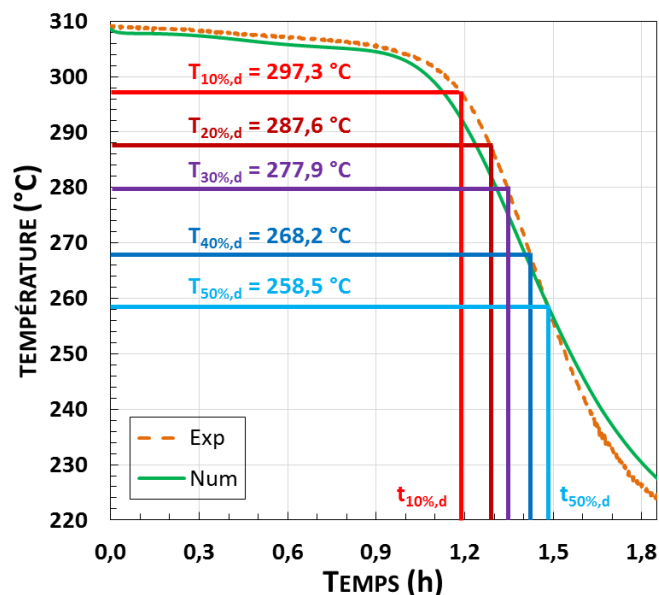


Figure 55 : Température de sortie de la cuve thermocline de la centrale MicroSol-R durant une décharge typique – Résultats expérimentaux et numériques, définition des seuils

Une fois de plus, différents seuils arbitraires allant de 10 %  $\Delta T_{tot}$  à 50 %  $\Delta T_{tot}$  sont comparés, et des temps de décharge correspondants sont obtenus (respectivement  $t_{10\%,d}$  à  $t_{50\%,d}$ ).

Pour le seuil arbitraire  $\kappa_d = 20\%$ , l'efficacité est supérieure à la valeur obtenue pour le petit réservoir de Hoffmann *et al.* [73] (79,1 % vs 75,0 %). Ceci est dû à la différence de taille, mais aussi

aux pertes thermiques qui sont non négligeables dans les deux cas, mais relativement plus importante pour la petite cuve. Les effets de bord (pertes thermiques, chemins préférentiels, diffusion à travers la paroi, etc.) ont globalement une importance relative plus grande pour les petits réservoirs.

Le Tableau 17 montre les efficacités de la décharge et les durées obtenues selon le seuil choisi.

$\kappa_d$	Température seuil	Durée de la décharge	Efficacité de la décharge
10 %	297,3 °C	1,11 h	73,2 %
20 %	287,6 °C	1,21 h	79,1 %
30 %	277,9 °C	1,28 h	82,7 %
40 %	268,2 °C	1,35 h	85,3 %
50 %	258,5 °C	1,41 h	87,5 %

Tableau 17 : Efficacité et durée de la décharge typique en fonction du seuil arbitraire choisi

Une fois de plus, plus le seuil est strict et plus l'efficacité est faible. L'évolution de l'efficacité de la décharge en fonction du seuil choisi est très proche de celle de l'efficacité de la charge (Figure 56).

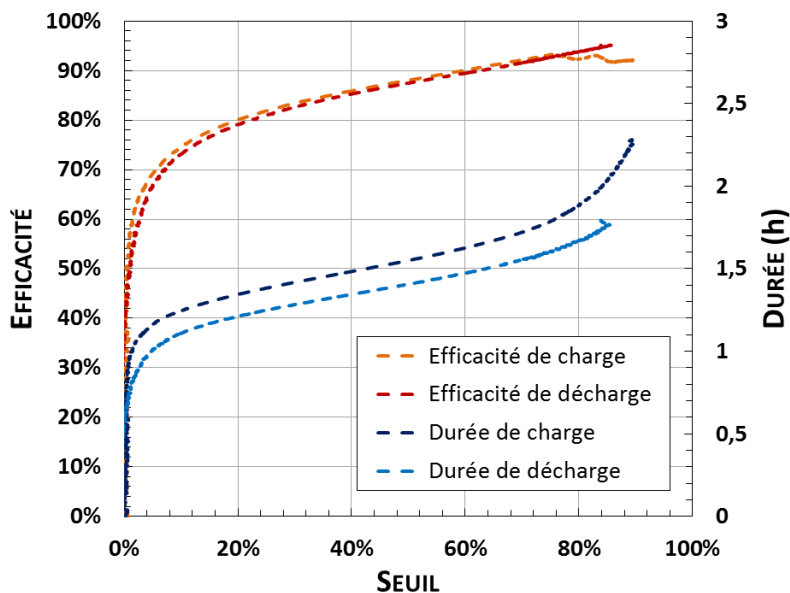


Figure 56 : Comparaison des efficacités de la charge expérimentale et de la décharge expérimentale de la cuve de stockage thermocline de la centrale MicroSol-R, en fonction du coefficient de seuil choisi  $\kappa_c$  ou  $\kappa_d$

La durée de décharge est quant à elle inférieure à la durée de charge, pour un coefficient de seuil équivalent (Figure 56), et ceci en raison des pertes thermiques. En effet, en charge comme en décharge, les pertes thermiques ont tendance à faire diminuer la température de sortie de la cuve. Or, durant une charge adiabatique, la température de sortie augmente tandis qu'en décharge adiabatique elle diminue. Les pertes vont donc avoir un effet « néfaste » en décharge et « bénéfique » en charge. C'est pour cela également que les efficacités obtenues en charge sont légèrement supérieures à celles obtenues en décharge.

En conclusion, l'efficacité de la décharge peut aisément atteindre 80 % avec un seuil  $\kappa_d$  égal à 20 %. Une efficacité de 90 % nécessite un seuil beaucoup moins strict ( $\kappa_d = 60 %$ ). La connaissance de la température minimale admissible par le système en aval de la thermocline pendant la décharge (générateur de vapeur du groupe de puissance pour une centrale solaire à concentration produisant de l'électricité) est donc primordiale pour déterminer si le stockage thermocline est une meilleure solution que le stockage deux-cuves.

### II.2.2.6. *Stand-by* typique

Les périodes de *stand-by* pendant lesquelles aucun fluide n'est en circulation dans la cuve semblent être des points de scepticisme important envers la technologie thermocline. Si la diffusion thermique est importante, une longue période de *stand-by* peut mener à une homogénéisation de la température dans la cuve, et donc à une perte importante d'énergie utilisable (par le fait de la diminution de la température haute de la cuve). Les périodes de *stand-by* surviennent essentiellement la nuit, lorsque la production a été arrêtée et que la centrale est en attente de l'ensoleillement nécessaire pour redémarrer. Elles durent dans ce cas jusqu'à une douzaine d'heures. Des périodes de ce type peuvent également survenir lorsque le système de stockage est plein en milieu de journée et qu'il n'y a pas encore besoin de déstocker de l'énergie (jusqu'à plusieurs heures de *stand-by*).

Il a été décidé d'observer le comportement de la cuve thermocline de la centrale MicroSol-R pendant une période de *stand-by* importante, jusqu'à une homogénéisation de la température en son sein. Cette période est donc d'une durée de 72 heures. L'état initial de la cuve a été prédéterminé : environ 38 % de la cuve est à 300 °C, environ 38 % à 220 °C et les 24 % restant constituent la zone de thermocline initiale. Les profils de températures obtenus sont donnés dans la Figure 57, avec un pas de temps de 12 heures.

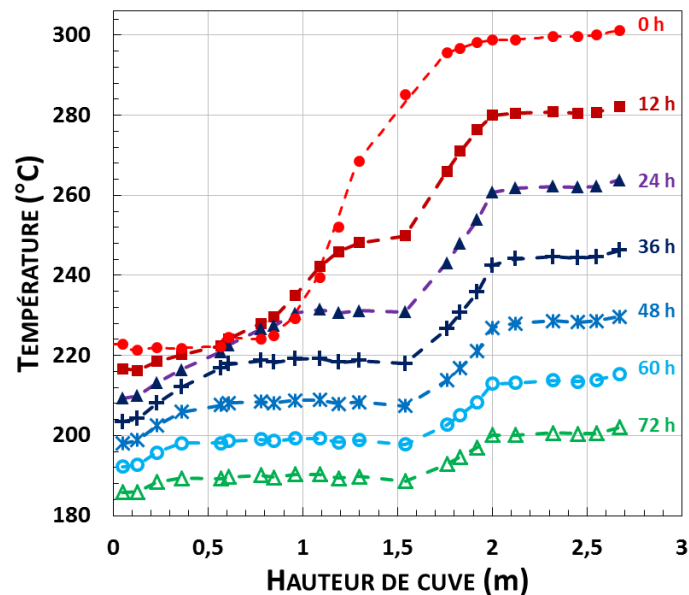


Figure 57 : Profils de température de la thermocline pendant une période de *stand-by* démarrant à des températures typiques de fonctionnement de la centrale

Malgré l'isolation de la cuve avec 20 cm de laine de roche, les pertes thermiques sont très importantes et mènent à une diminution rapide de la température de la cuve (notamment en haut de la cuve où l'écart de température avec l'extérieur est le plus important). La vitesse moyenne de cette diminution est d'environ 1,4 °C par heure. Il est donc difficile d'évaluer la diffusion thermique. Pour illustrer cette perte, la Figure 58 montre l'énergie utile dans la cuve, c'est-à-dire calculée de la même manière que l'énergie stockée dans la cuve pendant la charge (Équation 53). À noter que puisque la température de référence de calcul de cette énergie est de 220 °C, une température inférieure entraîne une énergie utile calculée négative.

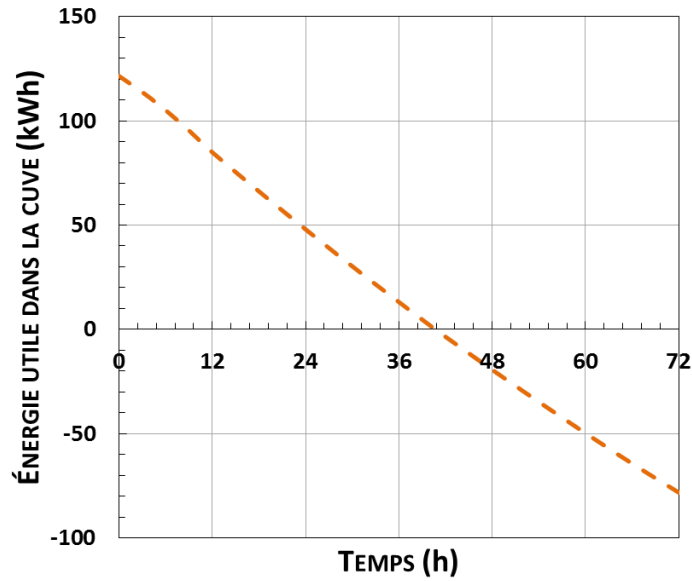


Figure 58 : Évolution de l'énergie utile dans la cuve de stockage durant une période de stand-by aux températures de fonctionnement de la centrale (220 °C - 300 °C), et avec une température de référence de calcul de l'énergie de 220 °C

Comme illustré sur la figure, l'énergie contenue dans la cuve diminue rapidement en raison des pertes thermiques. Au bout de 40 heures, bien qu'une partie de la cuve soit toujours à une température supérieure à la température de référence, l'énergie utile totale atteint zéro car une plus grande partie de la cuve est en dessous de 220 °C. Puisque les pertes sont trop importantes, il a été décidé d'effectuer une période de *stand-by* à basse température (entre 40 °C et 95 °C). Les pertes thermiques sont alors inférieures au cas précédent et les profils de température sont donnés à la Figure 59.

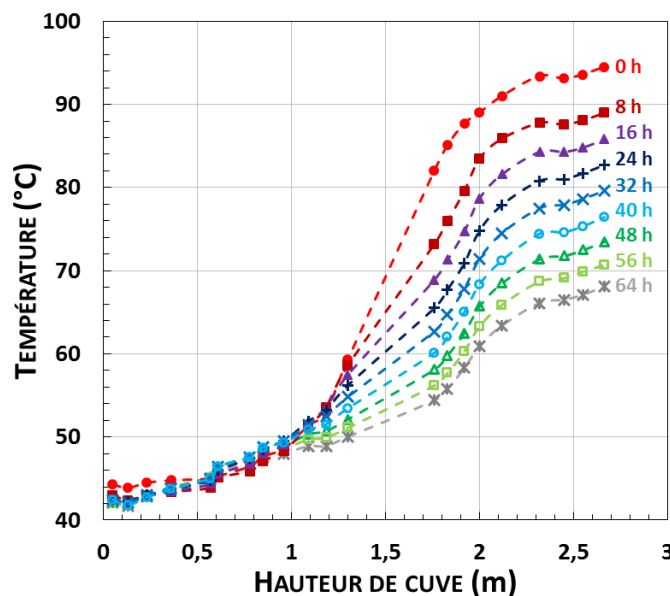
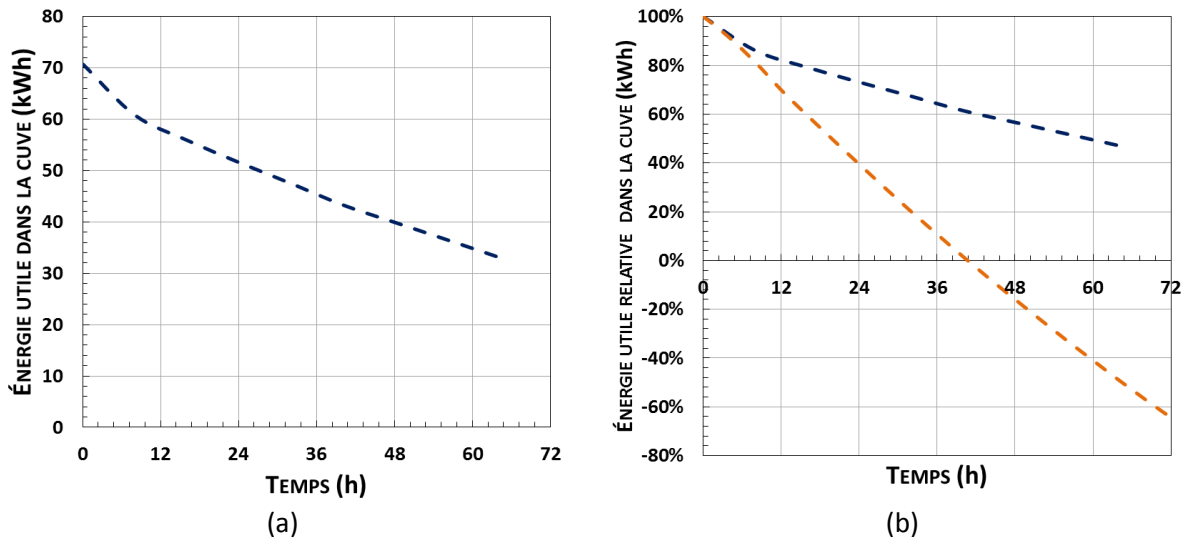


Figure 59 : Profils de température de la thermocline pendant une période de stand-by démarré à des températures relativement faibles

Cependant, les pertes sont toujours non-négligeables et donc l'effet de la diffusion thermique est difficilement observable. Une fois de plus l'énergie utile restante dans la cuve (Figure 60-a) diminue encore trop rapidement. Toutefois, cette diminution est évidemment plus faible que dans le cas à hautes températures : la comparaison des énergies utiles relatives, c'est-à-dire rapportées à l'énergie

utile initiale contenue dans la cuve en début de *stand-by*, montre que les pertes sont moins importantes pour le *stand-by* froid (Figure 60-b).



**Figure 60 : (a) Évolution de l'énergie utile dans la cuve de stockage durant une période de *stand-by* à froid (40 °C - 95 °C), et avec une température de référence de calcul de l'énergie de 40 °C et (b) Comparaison de l'énergie utile relative résiduelle (quotient de l'énergie résiduelle à un instant donné et de l'énergie initiale du *stand-by*) dans la cuve pour les deux périodes de *stand-by* expérimentales étudiées**

Dans une cuve de taille industrielle, l'impact des pertes thermiques serait moins important. En effet, le ratio surface de contact avec l'extérieur – volume de la cuve serait beaucoup plus faible. Par exemple, ce ratio est de 0,22 pour la cuve de la centrale Solar One ( $D_{\text{cuve}} = 18,2 \text{ m}$ ,  $H_{\text{cuve}} = 12,4 \text{ m}$ ), de 1,33 pour la cuve du laboratoire Sandia ( $D_{\text{cuve}} = 3 \text{ m}$ ,  $H_{\text{cuve}} = 5,2 \text{ m}$ ). En ce qui concerne les cuves du laboratoire PROMES-CNRS, il est de 3,13 pour la cuve d'Odeillo ( $D_{\text{cuve}} = 1,28 \text{ m}$ ,  $H_{\text{cuve}} = 2,64 \text{ m}$ ) et de 10,00 pour celle de Perpignan ( $D_{\text{cuve}} = 0,4 \text{ m}$ ,  $H_{\text{cuve}} = 1,8 \text{ m}$ ).

Ce n'est donc pas uniquement une question d'isolation thermique. Il a d'ailleurs été déterminé qu'il aurait fallu une résistance thermique 30 fois supérieure à ce qui a été mesuré pour que les pertes soient négligeables sur les premières 24 h. Il a donc été décidé d'utiliser un modèle mathématique décrivant correctement le comportement de la cuve, y compris ses pertes thermiques, pour pouvoir ensuite soustraire ces dernières et étudier le comportement du système en conditions adiabatiques.

Pour cela, un modèle « une phase » (solide et fluide confondus) a été utilisé, car il est difficile de modéliser les échanges fluide-solide et fluide-paroi lorsque le fluide n'est pas en mouvement. Les résultats du modèle ont tout d'abord été comparés aux résultats expérimentaux, en prenant en compte les pertes, et une relative bonne concordance a été trouvée (Figure 61).

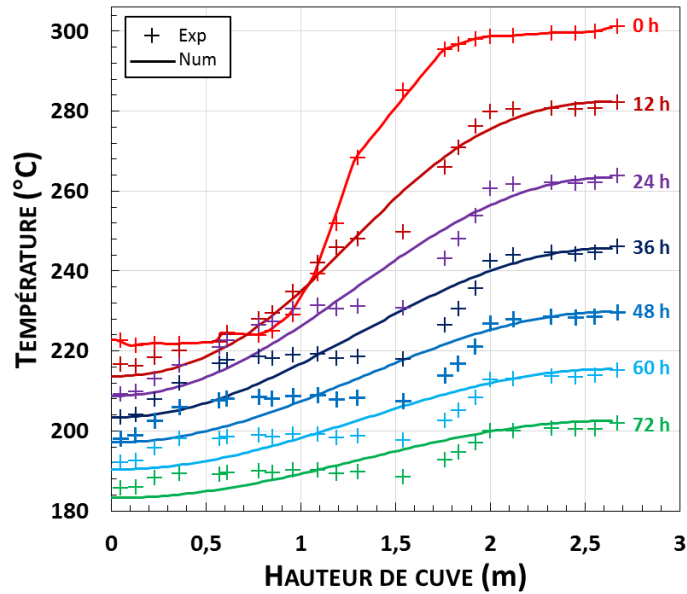


Figure 61 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques pour la période de stand-by aux températures typiques de fonctionnement de la centrale

Le modèle semble être légèrement pessimiste en termes de diffusion (davantage de diffusion thermique numérique qu'expérimentale), ce qui est préférable à l'inverse. Le modèle ne semble également pas prédire les sauts de pente observables sur les résultats expérimentaux, à environ 1,7 m de hauteur. Ces sauts peuvent provenir des supports de la cuve qui représentent des ailettes thermiques importantes. Ces supports maintiennent la cuve sur le caillebotis du local et sont visibles sur le schéma de la Figure 22, ou sur la photographie de la Figure 23-a.

Le modèle étant validé, une autre simulation, cette-fois-ci sans pertes thermiques, a été effectuée. Les résultats de ce *stand-by* adiabatique sont présentés dans la Figure 62.

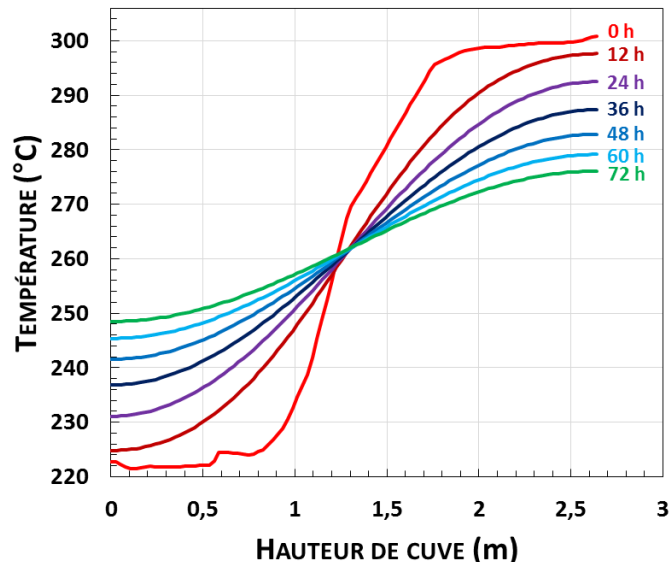
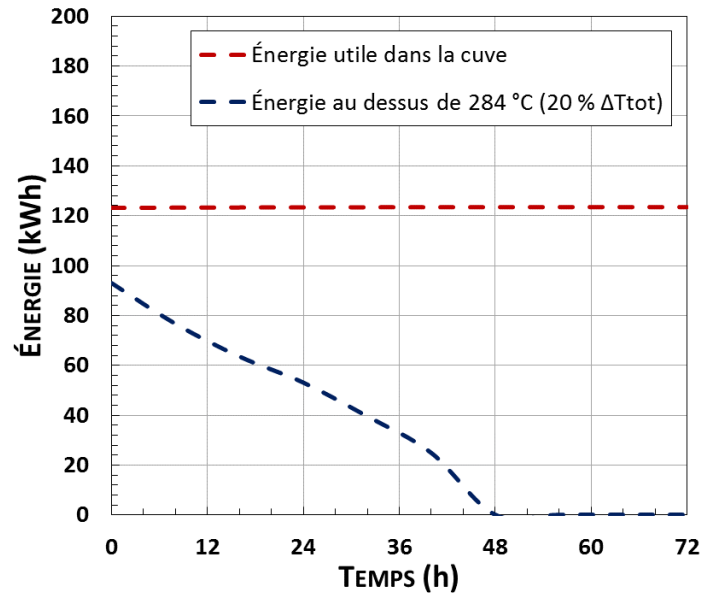


Figure 62 : Profils numériques de température pendant une période de stand-by adiabatique

On voit ici que la diffusion thermique n'est pas si importante, avec une baisse de seulement 10 °C de la température en haut de la cuve et au bout de 24 h. Puisque le modèle semble prédire trop de diffusion thermique (résultats numériques pessimistes observés en Figure 61), on peut d'ailleurs espérer une baisse réelle des températures inférieure à ce qui est observé ici.



Dans ce cas adiabatique, puisqu'il n'y a pas de pertes thermiques, l'énergie utile contenue dans la cuve est évidemment constante (Figure 63). Toutefois, la diffusion thermique diminue la fraction volumique de la cuve qui est à une température jugée suffisante pour bon fonctionnement du système en aval. En d'autres termes, plus le *stand-by* perdure, plus l'énergie qui est à un niveau de température au-dessus du seuil de décharge (correspondant à  $\kappa_d \cdot \Delta T_{tot}$ ) diminue (Figure 63).



**Figure 63 : Énergie utile résiduelle ( $T > 220$  °C) et énergie utilisable ( $T > 284$  °C) dans le stockage thermocline étudié durant un stand-by numérique adiabatique aux températures de fonctionnement de la centrale (220 °C – 300 °C)**

Du point de vue d'un utilisateur imposant un coefficient de seuil de 0,2 en décharge, seule une partie de l'énergie utile de la cuve ( $T > 220$  °C) est effectivement utilisable ( $T > 284$  °C). Cette énergie utilisable est tracée à la Figure 63, en bleu foncé. Avec ce seuil relativement strict, l'énergie utilisable en décharge est initialement de 93 kWh, puis 70 kWh au bout de 12 heures (75 % de l'énergie utilisable initiale) et 53 kWh au bout de 24 heures (57 % de l'énergie utilisable initialement). Pour illustrer cette problématique, une approche consiste à directement simuler la décharge qui suit le *stand-by* et à en calculer l'efficacité pour un seuil  $\kappa_d$  de 20 % (Figure 64).

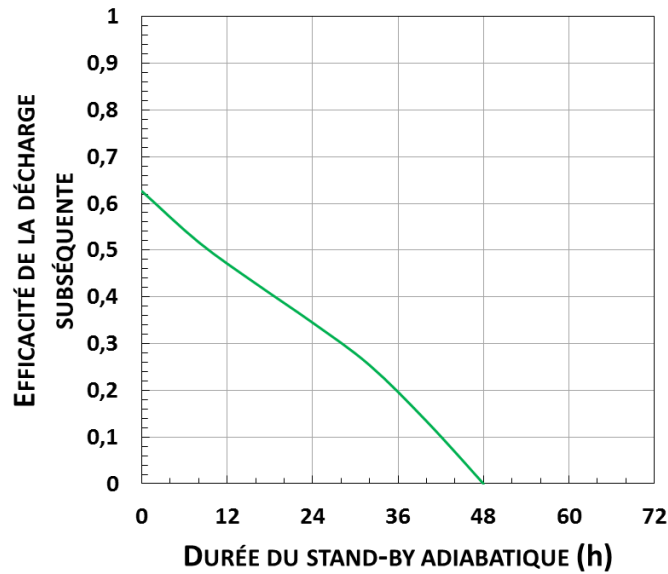


Figure 64 : Évolution de l'efficacité d'une décharge théorique démarrant à la fin d'un stand-by adiabatique de durée variable

La Figure 64 montre que si une décharge est opérée depuis l'état initial du *stand-by* (profil de température à 0 h), son efficacité n'est que 62,6 % car l'épaisseur de la zone de thermocline ne démarre pas à une valeur nulle. Si la décharge est opérée après une certaine durée de *stand-by*, son efficacité évidemment diminue, car la diffusion thermique durant le *stand-by* a encore augmenté l'épaisseur de la zone de thermocline. Par exemple, après un *stand-by* de 12 heures (une nuit), l'efficacité de la décharge subséquente a diminué de 25 % par rapport au cas initial.

Il a été estimé que pour une cuve de taille industrielle (14 mètres de haut et 33 mètres de diamètre), une isolation d'uniquement 20 cm permettrait d'avoir moins de 5 % de pertes après 24 heures. Et pour un même taux de pertes après 48 heures de *stand-by*, une isolation de 40 cm est suffisante. Il semble donc possible d'utiliser une cuve de type thermocline, même si les périodes de *stand-by* sont importantes. Si la cuve possède un ratio surface extérieur-volume suffisamment faible, les pertes thermiques peuvent avoir une influence très amoindrie sans recourir à une isolation trop onéreuse. Le comportement du stockage durant les périodes de *stand-by* sera alors proche du comportement adiabatique.

Finalement, avec le seuil relativement strict de 0,2, si une période de *stand-by* ne dure qu'une nuit, il sera possible d'effectuer une décharge d'une assez grande partie de l'énergie résiduelle dans la cuve. Mais l'énergie restante devra ensuite être remontée à un niveau de température suffisant pour être utilisée (charge solaire par exemple). Une période de *stand-by* plus longue deviendra problématique si le coefficient de seuil est plus strict que dans le cas proposé ici.

### II.2.3. Étude numérique de la cuve de la centrale MicroSol-R

Puisque la centrale MicroSol-R n'a pas été conçue pour tester uniquement le stockage thermocline, il est difficile d'obtenir à la fois un débit massique constant et une température d'entrée constante durant toute la durée des tests typiques. Le modèle étant validé, il a donc été utilisé pour effectuer des études plus complexes et difficilement réalisables avec la centrale. Deux études ont principalement été effectuées : l'influence du débit sur les performances de la cuve, et les conséquences du cyclage (charges et décharges successives) sur les performances du stockage.

### II.2.3.1. Influence du débit

Un stockage d'énergie dans une centrale solaire thermodynamique est un élément passif : le débit et la température d'entrée ne sont pas contrôlés dans un but d'optimisation des performances du stockage, mais dans un but d'optimisation du productible de la centrale. Cependant, savoir prédire le débit optimal de fonctionnement d'une cuve thermocline permet d'une part son bon dimensionnement, et d'autre part de mieux comprendre ses performances en temps réel. Enfin, quelques stratégies pourraient permettre de rendre le stockage légèrement actif (notamment l'utilisation de plusieurs cuves). Il est donc utile de connaître ce débit optimal.

La détermination du débit optimal s'effectue grâce à une étude paramétrique : des charges ou des décharges sont effectuées avec des températures similaires mais avec des débits différents, et les efficacités sont calculées pour un seuil fixe et arbitraire. Les résultats numériques obtenus pour la cuve de la centrale MicroSol-R, avec une température basse  $T_b$  de 220 °C et une température haute  $T_H$  de 300 °C, sont présentés à la Figure 65. Les mêmes résultats ont été présentés avec le nombre de Reynolds en abscisse, car l'utilisation de ce dernier peut parfois paraître plus judicieuse (comparaison avec d'autres stockages thermoclines notamment). L'efficacité est représentée pour un seuil correspondant à une variation de la température de sortie de la cuve de 20 %  $\Delta T_{tot}$ , soit 16 °C.

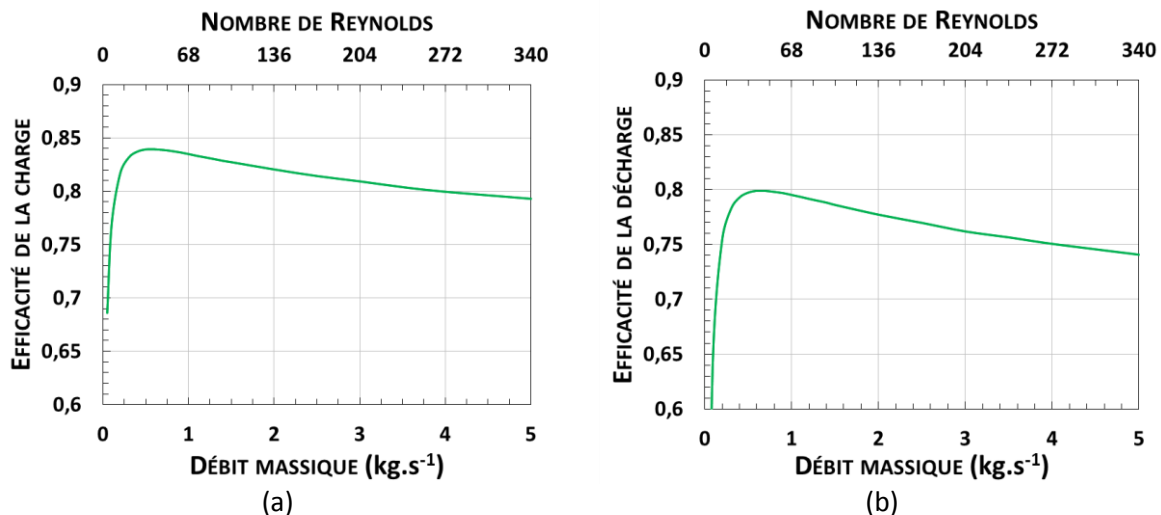


Figure 65 : Résultats de l'étude de l'influence du débit et du nombre de Reynolds sur les performances de la cuve thermocline de MicroSol-R en charge (a) et en décharge (b)

Un débit optimal pour lequel l'efficacité est maximale est bien visible. Dans les deux cas, l'efficacité maximale de la cuve de MicroSol-R est obtenue pour un débit de 0,6 kg.s<sup>-1</sup> ou un nombre de Reynolds de 41. Pour un débit inférieur, la diffusion thermique et les pertes prennent trop d'importance relative. Pour un débit supérieur, l'échange d'énergie entre le fluide et le solide est moins rapide/efficace que le déplacement du fluide, ce qui mène à une expansion de la zone de thermocline.

Comme il a déjà été expliqué, les efficacités obtenues sont plus élevées en charge qu'en décharge en raison des pertes thermiques. En effet, les pertes thermiques ont tendance à diminuer la température de sortie de la cuve. En charge, la température de sortie de la cuve augmente lorsque la zone de thermocline est extraite. Les pertes vont donc diminuer la vitesse de cette augmentation de la température de sortie, et la température seuil sera alors atteinte plus tard que dans un cas adiabatique. En décharge, la température de sortie de la cuve diminue lorsque la zone de thermocline est extraite. Les pertes vont donc augmenter la vitesse de cette diminution, et donc raccourcir le temps de la décharge par rapport à un cas adiabatique.

À noter que le modèle estime que la température à l'intérieur des solides est homogène (hypothèse formulée en section II.2.1.2.1 car les particules solides sont thermiquement minces). Or, plus le débit augmente, plus le nombre de Biot augmente, et moins cette hypothèse donne des résultats proches de la réalité. L'efficacité réelle diminuera donc plus rapidement avec le débit que ce qui est prédit par le modèle. Une utilisation adéquate de la cuve consistera donc en l'application de débits proches de la valeur optimale, avec une préférence pour des débits supérieurs qu'inférieurs.

### II.2.3.2. Cycles de charges et de décharges

Il a été démontré que la charge et la décharge sont régies par des températures seuils qu'il ne faut pas dépasser pour conserver l'intégrité du système global. Il est donc primordial d'effectuer des cycles de charges et de décharges dans le but d'observer une éventuelle dégradation des performances du système de stockage au fur et à mesure des cycles.

Ainsi, chaque charge est arrêtée lorsque la température seuil de charge est atteinte, puis une décharge est simulée avec le profil de température final de la charge précédente. Les profils finaux des décharges sont également les profils initiaux des charges subséquentes. Le processus est répété jusqu'à obtenir un comportement pseudo-stationnaire, c'est-à-dire lorsque les deux profils de températures finaux de charge et de décharge sont confondus deux-à-deux.

L'influence du cyclage sur les performances des cuves thermocline a déjà été démontrée expérimentalement et numériquement par Bruch *et al.* [112] et par Yang *et al.* [113].

Différents cycles ont donc été effectués numériquement sur la cuve de MicroSol-R, avec un débit constant de  $0,6 \text{ kg.s}^{-1}$  en charge comme en décharge (débit optimal de la cuve de MicroSol-R à ces niveaux de température), et différentes températures seuils.

#### II.2.3.2.1. Seuils peu restrictifs en charge et décharge

L'accent de cette étude est porté sur les profils de température finaux des charges et des décharges, c'est-à-dire les profils de températures dans la cuve lorsque la température seuil de charge ou de décharge est atteinte. La Figure 66 montre l'évolution de ces profils pour des seuils identiques de 30 % ( $\kappa_d = \kappa_c = 0,3$ ), pendant 5 cycles (en démarrant arbitrairement depuis une cuve totalement déchargée, avec une charge).

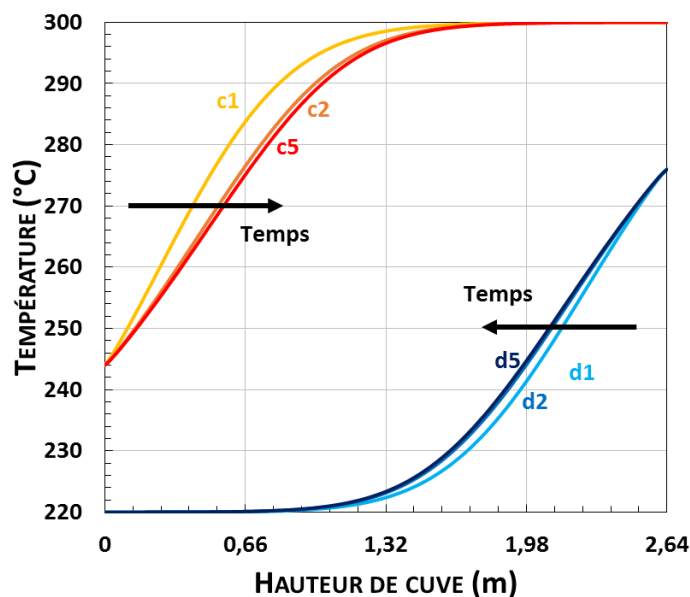


Figure 66 : Profils finaux de température pour un cyclage avec des seuils de 0,3 ( $\kappa_d = \kappa_c = 30 \%$ )

Pour des seuils de charge/décharge peu contraignants de 30 %, la cuve est utilisée dans sa quasi-totalité : les points d’inflexion des profils de températures finaux sont très proches des extrémités de la cuve. En seulement 3 cycles, le régime stationnaire est atteint (5 cycles ont été effectués numériquement et les résultats du cycle n° 3 et du cycle n° 5 sont confondus).

La Figure 67-a illustre l’évolution de l’épaisseur relative de la thermocline (rapport entre l’épaisseur de la thermocline et la taille de la cuve) en fonction du temps (et donc des cycles). Chaque charge et chaque décharge se traduit tout d’abord par une augmentation de la taille de la thermocline, puis par son extraction (donc une diminution de sa taille). La courbe représentant la hauteur de la thermocline permet de déterminer rapidement que le comportement est identique au bout de 3 cycles seulement. La Figure 67-b montre quant à elle les efficacités de la charge et de la décharge, et l’efficacité globale au fur et à mesure des cycles.

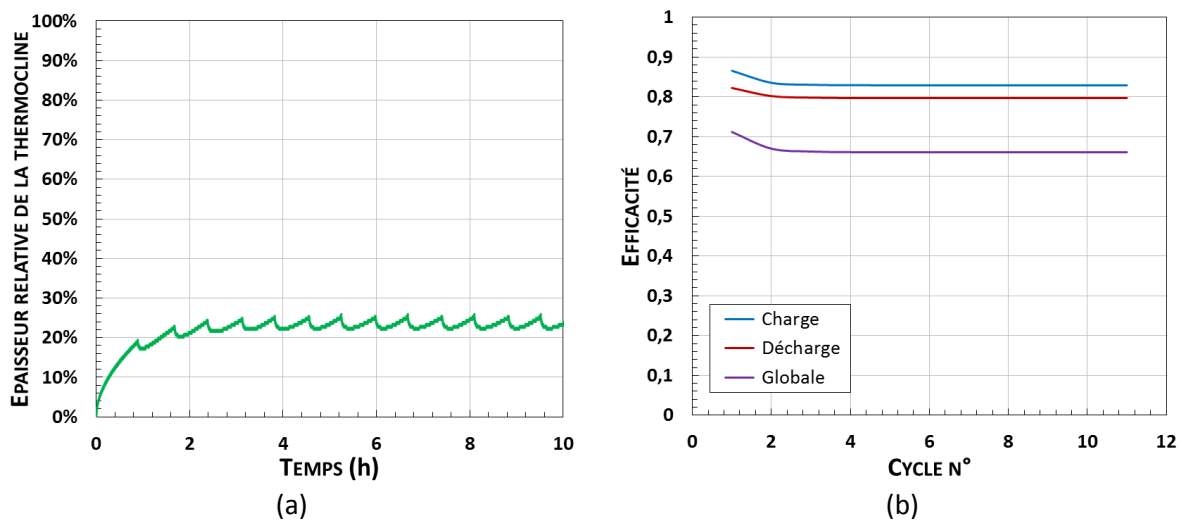


Figure 67 : Épaisseurs de thermocline et efficacités du système au fur et à mesure des cycles, pour des seuils de 0,3

Avec des seuils peu contraignants, l’efficacité globale se stabilise très rapidement à une valeur d’environ 66 %. Cela signifie que 34 % de la cuve n’est pas utilisée pour stocker ou déstocker de l’énergie.

### II.2.3.2.2. Seuils restrictifs en charge et en décharge

La Figure 68 montre quant à elle le même type de résultats pour des seuils de 0,1 ( $\kappa_d = \kappa_c = 10\%$ ). On remarque qu’il faut un nombre de cycles plus important pour atteindre un état quasi-stationnaire de la cuve (environ 10 cycles), mais les courbes se superposent réellement au bout de 20 cycles. Les courbes finales de charge et de décharge de la cuve se rapprochent peu à peu, ce qui signifie qu’une partie de plus en plus petite de la cuve est utilisée.

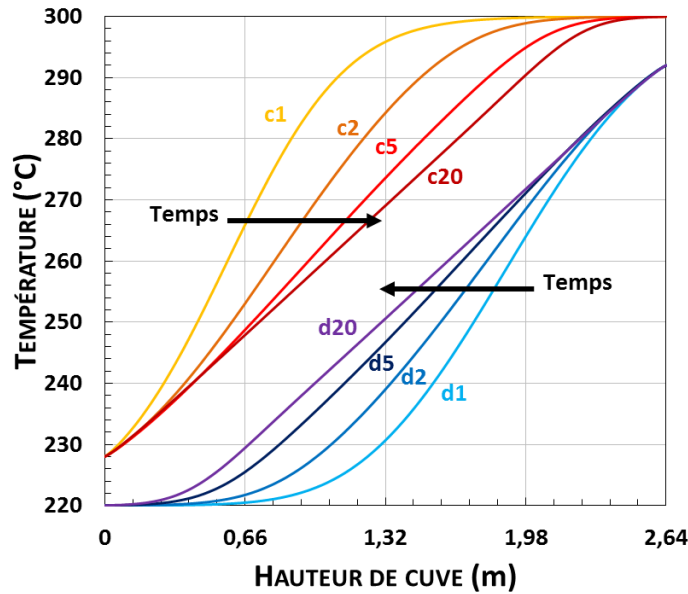


Figure 68 : Profils finaux de température pour un cyclage avec des seuils de 0,1 ( $\kappa_d = \kappa_c = 10\%$ )

À l'inverse, la proportion de la cuve occupée par la zone de thermocline est de plus en plus importante, jusqu'à atteindre 76,5 % de la hauteur totale (Figure 69-a). Les durées de stockage et de déstockage diminuent alors fortement, ainsi que l'efficacité (jusque 20,9 %, Figure 69-b).

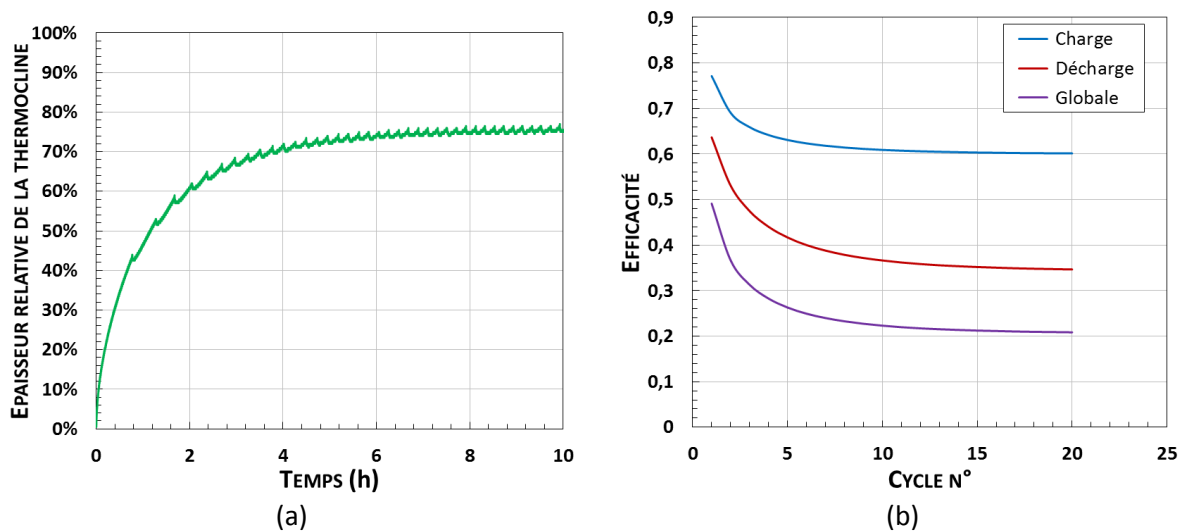


Figure 69 : Épaisseurs de thermocline et efficacités du système au fur et à mesure des cycles pour des seuils de 0,1

La technologie thermocline semble donc moins attractive lorsque les seuils de températures imposés par les éléments en aval de la cuve sont trop stricts.

Il est donc évident que plus les coefficients de seuil seront souples/élevés, plus les performances de la cuve le seront aussi. Cependant, ces seuils sont généralement définis par les autres éléments du système global (collecteurs, groupe de puissance, etc.). De plus, il est possible que le seuil de décharge ne soit pas identique au seuil de charge.

### II.2.3.2.3. Seuils hybrides

Si l'un des deux seuils est souple et l'autre strict, l'effet du cyclage est fortement amoindri. Par exemple, la Figure 70-a montre les profils finaux de températures pour des seuils identiques de 0,8 ( $\kappa_d = \kappa_c = 80\%$ ) tandis que la Figure 70-b montre les profils finaux pour un seuil de 0,8 en charge et un seuil de 0,1 en décharge ( $\kappa_d = 10\%$  ;  $\kappa_c = 80\%$ ).

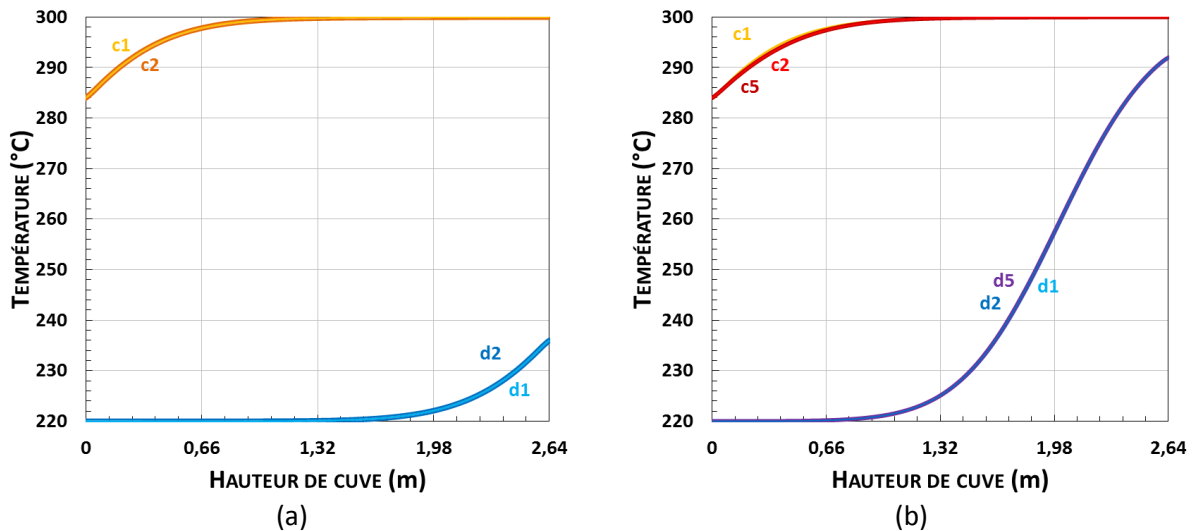


Figure 70 : Profils finaux de température pour un cyclage avec des seuils identiques de 0,8 (a) et pour un cas mixte avec un seuil de 0,8 en charge et de 0,1 en décharge (b)

Pour des seuils identiques (Figure 70-a), le système est stable dès le deuxième cycle, une efficacité globale de 94,7 % est obtenue.

Pour des seuils différents (Figure 70-b), le système est quasi-stable au second cycle, et l'est totalement au troisième. L'efficacité globale est bien évidemment beaucoup plus faible (73,0 %) que dans le cas où les deux seuils sont souples (94,7 %), à cause de l'arrêt rapide de la décharge, mais elle est bien supérieure à l'efficacité du cas pour lequel les deux seuils sont souples (20,9 %).

Il semblerait donc que le stockage thermocline reste attractif si au moins l'un des deux seuils est souple. Dans l'objectif d'étayer cet argument, il a été décidé d'effectuer des simulations de cyclage pour tous les cas possibles, et de créer un abaque de prédiction des performances de la cuve de stockage de la centrale MicroSol-R.

#### II.2.3.2.4. Création d'un abaque

Finalement, il est possible de connaître l'efficacité globale du stockage en cyclage, pour tous les coefficients de seuil en stockage  $\kappa_c$  et en déstockage  $\kappa_d$ . Des abaques utiles pour connaître les performances d'une cuve particulière en fonction des conditions imposées peuvent ainsi être tracés (Figure 71).

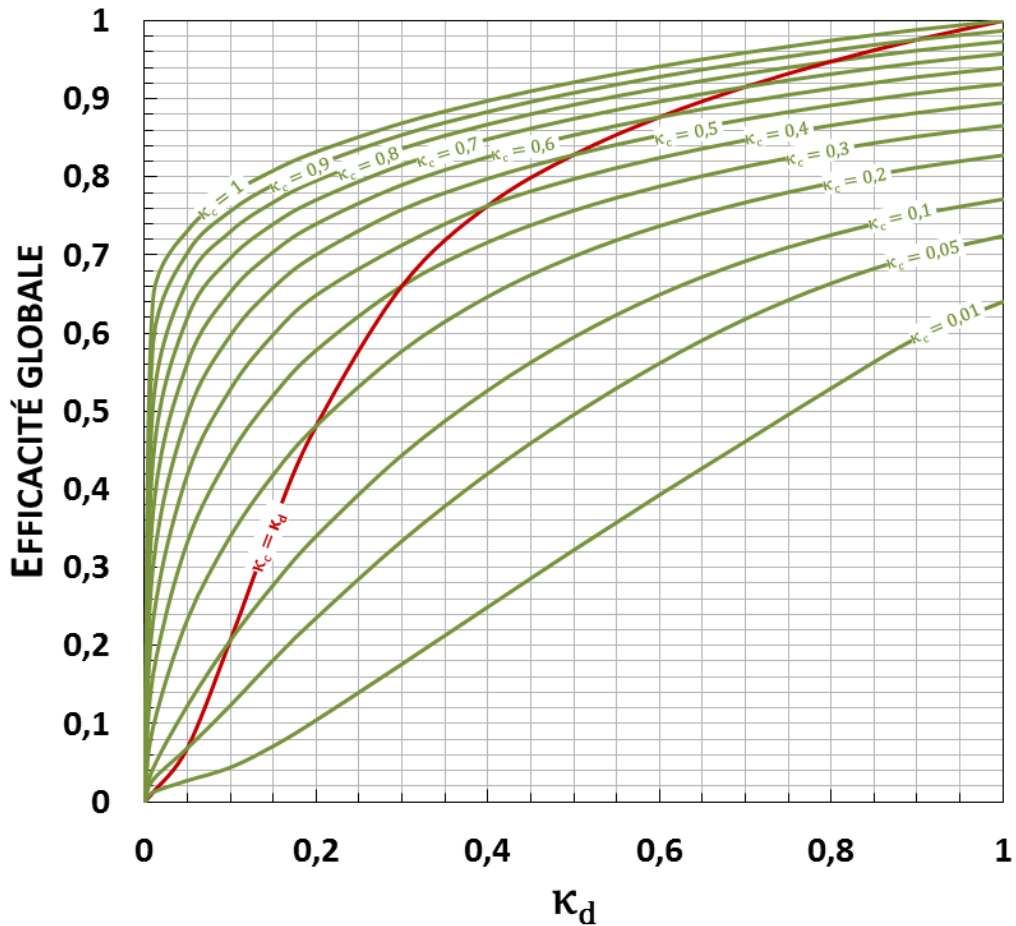


Figure 71 : Abaque représentant l'efficacité globale de la cuve thermocline de MicroSol-R en fonction des coefficients de seuil de décharge  $\kappa_d$  et de charge  $\kappa_c$ , pour un débit constant de  $0,6 \text{ kg.s}^{-1}$ . Cas adiabatique (pas de pertes thermiques)

La Figure 71 permet ainsi de déterminer l'efficacité de la cuve thermocline de MicroSol-R en fonction des conditions de température qui lui sont imposées, pour un débit constant de  $0,6 \text{ kg.s}^{-1}$ .

Par exemple, pour un seuil en décharge  $\kappa_d$  de 0,6 et un coefficient de seuil en charge  $\kappa_c$  de 0,7, l'efficacité globale du système en régime pseudo-stationnaire (c'est-à-dire lorsque les profils de températures finaux n'évoluent plus entre deux cycles) est de 0,89.

L'efficacité d'une décharge typique (c'est à dire démarrant avec une cuve entièrement à  $T_H$ ) est quant à elle lue sur la courbe  $\kappa_c = 1$ . L'efficacité d'une charge typique (c'est à dire démarrant avec une cuve entièrement à  $T_L$ ) est lue sur la droite verticale d'abscisse  $\kappa_d = 1$ .

Ce type d'abaque, agrémenté de quelques points expérimentaux, pourrait être un outil indispensable pour déterminer les performances d'un réservoir spécifique en fonction de ses conditions d'utilisation.



## II.2.4. Conclusion partielle

Un modèle mathématique du comportement thermique du stockage thermocline a été développé et décrit le comportement physique du fluide de transfert, du matériau solide de garnissage et de la paroi, en une dimension.

Ce modèle a ensuite été validé à l'aide de résultats expérimentaux provenant de trois cuves de stockage thermocline différentes. Les résultats expérimentaux et numériques ont notamment été comparés au niveau des profils de température dans le réservoir en décharge. Ce modèle a ensuite été utilisé pour simuler le comportement de la cuve de stockage thermocline de la centrale MicroSol-R. Pour cette dernière, des essais de charge, de décharge et de *stand-by* ont été effectués. Dans l'ensemble des scénarios, le modèle prédit correctement le comportement thermique du système de stockage, avec une légère imprécision durant la décharge, et une surestimation de la diffusion thermique pendant les périodes de *stand-by*.

L'outil de modélisation a ensuite permis d'approfondir l'étude du comportement thermique de la cuve de stockage étudiée. Tout d'abord, puisque les pertes thermiques expérimentales sont trop importantes, la simulation a permis de prédire le comportement de la cuve pendant une période de *stand-by* adiabatique. Il en a été conclu que le taux de dégradation de la thermocline par diffusion thermique serait alors non-négligeable, mais acceptable. Par la suite, le modèle a été utilisé pour déterminer les conditions de fonctionnement optimales du stockage thermocline, c'est à dire un débit massique de  $0,6 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ , ainsi que son comportement en régime cyclique. Il a ainsi été démontré que les performances de la thermocline se dégradent rapidement si les seuils de température déterminant les arrêts de la charge et de la décharge sont très stricts (typiquement en dessous de 0,2). En revanche, si l'un des coefficients de seuil est souple/élevé (typiquement si la charge ou la décharge est complète), la dégradation des performances au fur et à mesure des cycles est atténuée. Les simulations effectuées à l'aide du modèle mathématique permettent également de produire des abaques de performances pour une cuve spécifique (celle de la centrale MicroSol-R dans le cas présent).

## II.3. Conclusion du chapitre

L'étude des performances intrinsèques de la thermocline est une étude préliminaire à ce travail de thèse. En effet, l'objectif de ce dernier est de comprendre le comportement d'une cuve de stockage de type thermocline dans les conditions réelles de fonctionnement d'une centrale solaire, ainsi que l'impact de son intégration dans le système global. Mais cela nécessitait évidemment l'étude isolée de la cuve de stockage thermocline.

Il a ainsi été démontré que les matériaux de stockage accélèrent légèrement le vieillissement de l'huile, notamment par l'augmentation de sa viscosité et par la diminution du point éclair. Utiliser une cuve de type thermocline comme système de stockage direct dans une centrale solaire cylindro-parabolique va donc nécessairement augmenter la fréquence de renouvellement de toute l'huile de la centrale, et donc augmenter les frais d'exploitation de cette dernière. Cette accélération du vieillissement semble toutefois minime car les propriétés de l'huile synthétique après un vieillissement accéléré représentatif font toujours de cette dernière un bon fluide de transfert thermique.

Les performances de la cuve de stockage de type thermocline de la centrale MicroSol-R dans des conditions idéales de fonctionnement ont également été caractérisées. Ces résultats peuvent désormais servir de référence pour toute autre étude du réservoir dans des conditions différentes ou avec des matériaux différents. Un modèle mathématique permet également de prédire les performances du système de stockage et d'étendre toute étude paramétrique conduite partiellement avec les moyens expérimentaux. Ce modèle peut également être intégré dans un modèle plus grand, comme celui d'une centrale solaire.

Dès lors que les performances du réservoir isolé sont connues, il est donc important de comprendre et d'être capable de prédire le comportement des autres éléments de la centrale MicroSol-R. En définitive, l'étude globale de la centrale est ainsi possible.



# CHAPITRE III – COLLECTEURS CYLINDRO-PARABOLIQUES ET GÉNÉRATEUR DE VAPEUR

---

La thermocline de la centrale MicroSol-R est connectée à deux autres systèmes :

- les trois collecteurs cylindro-paraboliques de dimensions identiques et en série, qui permettent le chauffage de l'huile avant son envoi vers la cuve de stockage ou le générateur de vapeur ;
- le générateur de vapeur dans lequel l'huile transmet l'énergie collectée à de l'eau qui est vaporisée.

Dans l'objectif de comprendre le comportement de la cuve de type thermocline et l'impact de cette dernière sur les performances de la centrale, il est nécessaire d'analyser le comportement de ces deux éléments connectés au système de stockage. Le développement d'un outil numérique prédictif permettra également la simulation de la centrale MicroSol-R ou de toute autre centrale de production de l'électricité par voie solaire concentré.

## III.1. Collecteurs cylindro-paraboliques : modélisation, qualification<sup>1</sup>

L'objectif de cette section est de développer un outil prédictif des performances d'un collecteur cylindro-parabolique quelconque. Un collecteur de la centrale MicroSol-R pourra donc servir d'outil de comparaison, mais il sera d'abord nécessaire de qualifier expérimentalement ses performances. Toutefois, puisque la littérature est déjà pourvue de quelques résultats expérimentaux obtenus avec des lignes de collecteurs de dimensions différentes, le modèle sera en premier lieu validé par comparaison à ces derniers. Mais avant cela, il est nécessaire de définir et d'expliquer les différentes hypothèses et choix de modélisation qui ont été effectués.

### III.1.1. Modélisation

Les collecteurs cylindro-paraboliques sont des structures dont le comportement est plutôt bien connu. Cette sous-section a pour but de rappeler leur composition, leur fonctionnement et les différentes connaissances apportées par les études antérieures.

<sup>1</sup>Le travail de cette section a donné lieu à un article scientifique (soumis en avril 2017) :

- T. Fasquelle, Q. Falcoz, P. Neveu, F. Lecat, G. Flamant, "A thermal model to predict the dynamic performances of parabolic trough lines", Energy.

### III.1.1.1. Généralités et bibliographie

#### III.1.1.1.1. Présentation des différents éléments d'un collecteur

Un collecteur cylindro-parabolique est constitué de deux principales entités (Figure 72) :

- le réflecteur cylindro-parabolique qui réfléchit les rayons du soleil vers le récepteur ;
- le récepteur qui reçoit le rayon concentré par le premier élément. Il est maintenu au point focal du réflecteur grâce à un support métallique. Le récepteur est lui-même divisé en quatre éléments distincts (Figure 72) :
- le fluide de transfert qui circule dans un tube : l'absorbeur ;
- l'absorbeur est un tube qui reçoit le rayonnement lumineux, monte en température, et transmet l'énergie absorbée au fluide de transfert ;
- l'enveloppe isole l'absorbeur de l'extérieur en la séparant de ce dernier par l'espace annulaire, mais laisse évidemment passer la lumière (matériau à haute transmission optique) ;
- l'espace annulaire, constitué de vide ou de gaz, qui est l'isolant thermique de l'absorbeur.



Figure 72 : Description d'un collecteur cylindro-parabolique [114]

### III.1.1.1.2. Fonctionnement idéal d'un collecteur cylindro-parabolique

Dans un cas idéal (Figure 73), le réflecteur reçoit des rayons lumineux tous perpendiculaires à son axe optique. Ils sont ensuite tous réfléchis par les miroirs vers le récepteur. Ils traversent alors l'enveloppe et atteignent l'absorbeur qui voit augmenter sa température et transmet l'énergie absorbée au fluide de transfert. Dans cette configuration, le rendement du collecteur est de 100 %. Mais il existe évidemment des pertes optiques et des pertes thermiques, qui diminuent sensiblement cette valeur.

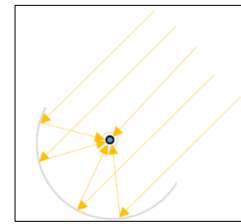


Figure 73 : Schéma de principe d'un collecteur cylindro-parabolique

### III.1.1.1.3. Fonctionnement réel d'un collecteur cylindro-parabolique

En réalité, le système optique n'est pas parfait [115] :

- le soleil possède une taille finie. Le rayonnement lumineux en un point ne peut pas être modélisé par un seul rayon mais par un cône. La réflexion est de la même forme (Figure 74) ;
- même dans un cas où le soleil peut être face au collecteur, il existe des erreurs de *tracking*/suivi du soleil. Les rayons lumineux ne sont donc pas perpendiculaires à l'axe optique (Figure 74) ;
- le réflecteur présente de nombreuses imperfections, comme des erreurs de courbures globales ou locales, qui entraînent des erreurs de réflexion. Ainsi, tout le flux n'atteint pas le récepteur (Figure 74) ;

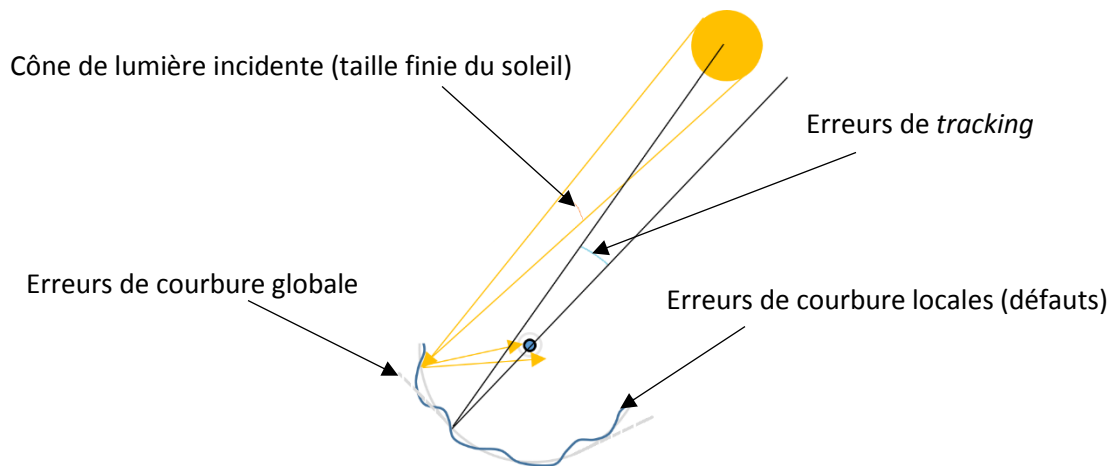


Figure 74 : Représentation graphique des différentes erreurs dans la réflexion des miroirs cylindro-paraboliques [115]

- chaque élément du système absorbe une partie du rayonnement incident, transmet une autre partie et réfléchit le reste (Figure 75) ;

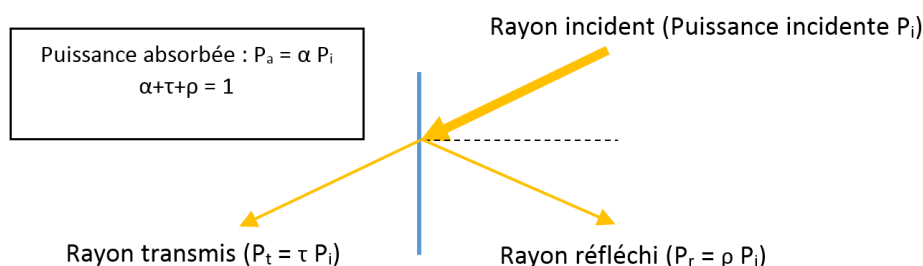
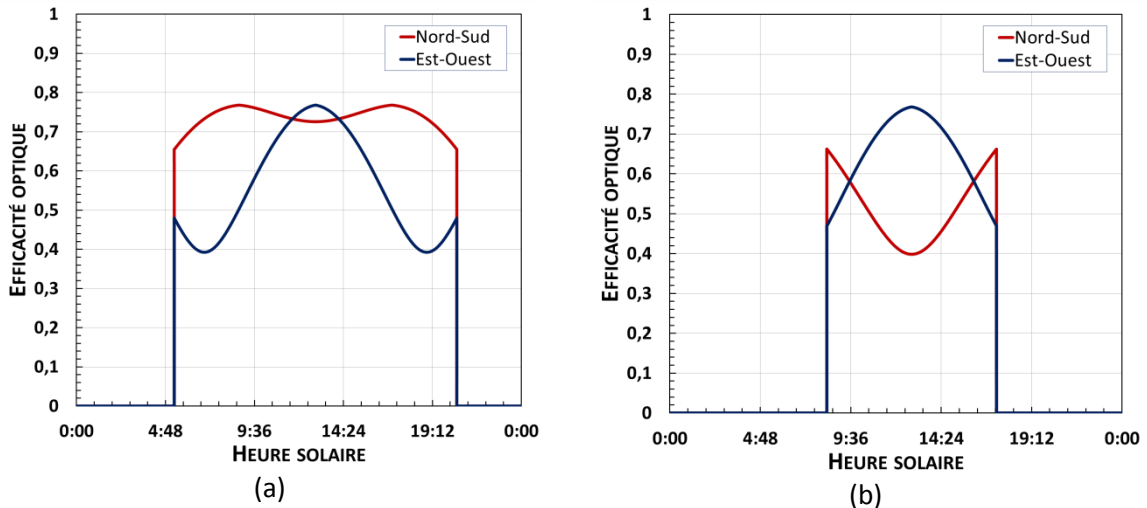


Figure 75 : Représentation du devenir d'un rayon incident sur une surface quelconque

- comme le suivi du soleil ne se fait que sur un axe, le collecteur n'est que très rarement face à l'astre, ce qui entraîne dans tous les autres cas des réflexions imparfaites sur le récepteur (création d'un angle d'incidence des rayons solaires, modification de la longueur du trajet des rayons réfléchis, pertes de fin de ligne) qui sont exacerbées par toutes les erreurs précédentes. Ainsi, suivant l'orientation de l'axe du collecteur, l'évolution de l'efficacité optique peut être très différente (Figure 76) ;



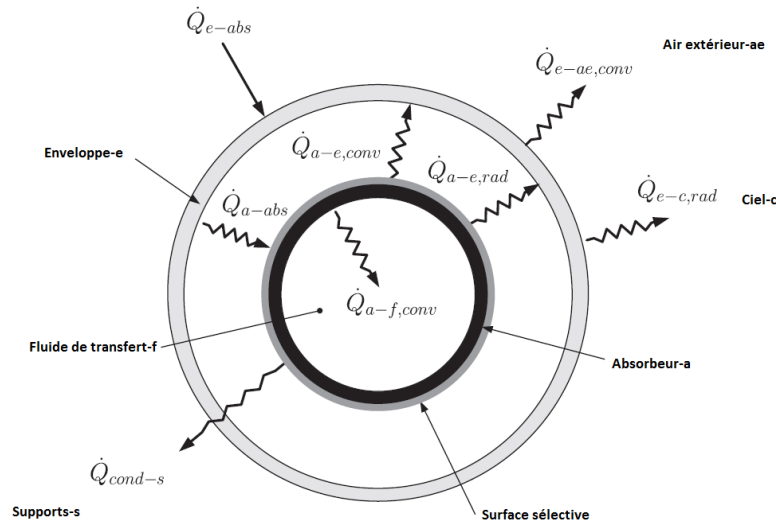
**Figure 76 : Efficacités optiques typiques calculées pour un collecteur factice, à axe orienté Nord-Sud ou Est-Ouest, pour (a) le 21 juin 2016 ou (b) le 21 décembre 2016 sur le site d'Odeillo. Les collecteurs Nord-Sud sont fortement dépendants de l'élévation solaire (faible en hiver, forte en été) tandis que les collecteurs Est-Ouest ont un profil annuel quasi-constant**

- enfin, la qualité de réflexion du miroir diminue au cours du temps, de façon réversible (poussière, saleté) ou irréversible (érosion, abrasion). Cette détérioration peut être atténuée par des maintenances régulières.

Une partie des rayons lumineux frappant la parabole n'atteint donc pas le récepteur. Et ce dernier n'absorbe pas la totalité du flux qu'il reçoit.

Le récepteur réel présente également des pertes thermiques (Figure 77) [116] :

- une partie de l'énergie reçue par l'absorbeur est perdue à travers l'espace annulaire et vers l'enveloppe, principalement par rayonnement, mais aussi par convection s'il est rempli de gaz (convection naturelle) ou s'il est vide (convection moléculaire libre due au vide non parfait) ;
- l'enveloppe échange de l'énergie avec l'extérieur par rayonnement vers le ciel et les réflecteurs, mais aussi par convection (naturelle s'il n'y a pas de vent, forcée s'il y a du vent).
- l'absorbeur et l'enveloppe échangent également de l'énergie avec l'environnement, par l'intermédiaire des supports maintenant ces éléments.



**Figure 77 : Représentation de toutes les pertes thermiques survenant dans un récepteur de collecteur cylindro-parabolique [116]**

L'efficacité du collecteur dépend donc de nombreux paramètres qui peuvent être regroupés en quatre catégories :

- les paramètres environnementaux, comme l'irradiation solaire, la vitesse du vent, la température extérieure, etc. ;
- la géométrie du collecteur, qui inclue la distance focale (distance entre le centre de la parabole et le centre du tube récepteur), la largeur d'ouverture de la parabole (distance entre ses deux extrémités), le diamètre des deux tubes, etc. ;
- les paramètres physiques des constituants, comme le type de miroirs utilisés, la constitution de l'espace annulaire (gaz ou vide), les coefficients d'absorptivité et d'émissivité des matériaux, etc. ;
- les paramètres opératoires, tels que le nombre de Reynolds et les paramètres de *tracking*.

Une forte irradiation solaire augmente les pertes mais ne diminue pas l'efficacité thermique du récepteur [117], à l'inverse de la température extérieure et de la vitesse du vent [118], qui les influencent d'autant plus lorsque l'espace annulaire n'est pas sous vide [119].

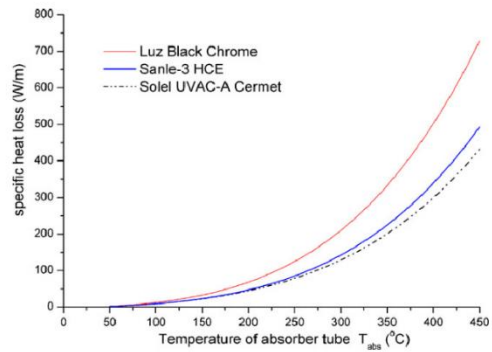
Avec la méthode dite du lancer de rayon (méthode de Monte-Carlo), il est possible de déterminer avec une très grande précision le trajet des rayons lumineux et l'intensité du rayonnement arrivant sur chaque partie du récepteur. Il est alors envisageable d'optimiser les dimensions du collecteur : distance focale, rayon de courbure et largeur d'ouverture de la parabole [120]. Cette méthode a également permis de démontrer que le diamètre de l'enveloppe n'a pas beaucoup d'influence sur l'efficacité tandis que celui de l'absorbeur est prépondérant [120].

Les mêmes méthodes de simulation optique ont démontré qu'utiliser un miroir en film plutôt qu'un miroir en verre, non seulement diminue le coût et la complexité de l'installation, mais améliore le rendement optique du réflecteur [121].

Il est depuis longtemps admis qu'utiliser des récepteurs sous vide augmente sensiblement les performances du collecteur [122]. Les pertes entre l'absorbeur et l'enveloppe sont alors quasiment exclusivement dues au rayonnement du premier vers le second. Même si quelques études tâchent encore d'utiliser un gaz comme isolant thermique pour éviter les contraintes dues au vide [123], la plupart des équipements commercialisés utilisent donc cette technologie.

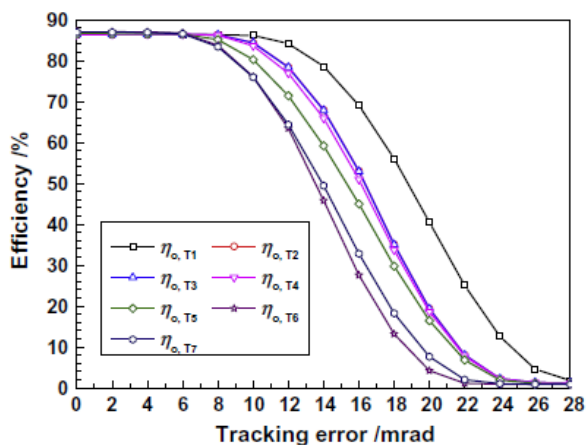


Puisque le rayonnement est la cause principale des pertes de l'absorbeur, il est nécessaire que l'émissivité de ce dernier soit minimisée, tout en conservant un coefficient d'absorption maximal. Le choix du revêtement de surface de l'absorbeur est donc prépondérant car il a une forte influence sur les pertes linéaires du récepteur (Figure 78) [124]. Un cermet (matériau composite formé à partir de céramique et de métal) comme le chrome noir est généralement choisi [116, 125].



**Figure 78 : Influence du type de revêtement de surface de l'absorbeur sur les pertes linéaires du récepteur [124]**

La minimalisation des pertes peut également s'effectuer à travers l'augmentation du coefficient de transfert entre le tube et l'huile. Par exemple, un double-passage du fluide de transfert dans le récepteur pourrait être effectué [126], ou alors augmenter la turbulence en plaçant des générateurs de vortex dans le tube [127] ou en insérant un objet hélicoïdal au centre du tube [128]. L'objectif dans ces cas précis est toujours le même : les gains escomptés ne doivent pas être contrebalancés par une trop grande augmentation des pertes de charge.



**Figure 79 : Influence de l'erreur de tracking sur l'efficacité optique du collecteur, pour différents équipements [120]**

La qualité du système de suivi du soleil est également un paramètre variable prépondérant : il existe une valeur seuil d'erreur de *tracking* à partir de laquelle les performances se dégradent de façon trop importante [120]. La Figure 79 illustre ce propos : pour différents réflecteurs (T1 à T7) et un récepteur unique, l'efficacité optique de l'installation est constante jusqu'à une valeur d'erreur de tracking d'environ 6 mrad, puis chute drastiquement avec l'augmentation de cette dernière. Le *tracking* est donc un élément de contrôle qu'il ne convient pas de négliger.

*In fine*, le collecteur présente un rendement optique, généralement aux alentours de 70-75 %, et un rendement thermique d'environ 85-95 % (dépend de la gamme de température), soit un rendement global dans une gamme allant de 55 % à 70 % [117, 119, 123, 129, 130].

Finalement, toutes ces études effectuées sont des sources d'informations très utiles pour l'opération de la centrale, mais surtout pour les choix et hypothèses simplificatrices de modélisation.

### III.1.1.2. Modèle mathématique utilisé pour le collecteur

Puisque l'objectif est de développer un outil de modélisation se basant au maximum sur des lois physiques tout en minimisant le temps de calcul (pour pouvoir intégrer ce modèle à celui d'une centrale entière), il est nécessaire de faire un certain nombre de choix de simplification basés sur les connaissances actuelles fournies par les études expérimentales et numériques précédentes.

### III.1.1.2.1. Hypothèses simplificatrices

Le modèle des collecteurs cylindro-paraboliques se veut être basé sur un maximum de lois physiques, avec une précision relativement importante. Mais il se doit également d'être suffisamment rapide pour être par la suite intégré au modèle global d'une centrale. Ce modèle utilise donc les hypothèses suivantes :

- l'optique du concentrateur n'est pas modélisée, car elle comprend trop de paramètres inconnus, notamment les erreurs de pente et de courbure. Les résultats expérimentaux de qualification optique sont donc utilisés en entrée du modèle du récepteur ;
- le flux solaire arrivant sur le récepteur est considéré uniforme sur toute la surface du tube absorbeur, ainsi que sur toute la surface de l'enveloppe de verre ; l'inhomogénéité du flux entre le côté face au soleil et le côté face à la parabole n'est pas prise en compte ;
- la convection moléculaire libre dans l'espace annulaire est négligée (vide considéré comme parfait) ;
- le rayonnement entre le tube absorbeur et l'enveloppe de verre est considéré comme s'effectuant entre deux tubes concentriques semi-infinis ;
- l'enveloppe de verre rayonne vers un environnement virtuel à une température de ciel supposée inférieure de 8 °C à la température ambiante [131] ;
- la vitesse du fluide de transfert ainsi que la température sont considérées uniformes sur la section du tube ;
- l'effet thermique des pertes de charge est négligé, et on ne s'intéresse pas aux variations de pression le long du tube ;
- la diffusion thermique radiale et angulaire à l'intérieur du tube absorbeur et de l'enveloppe de verre est négligée (la diffusion thermique selon l'axe du tube est prise en compte).

Seule l'équation de continuité est résolue dans le but de conserver la masse au fur et à mesure de la chauffe du fluide. Les autres considérations de mécanique des fluides ne sont pas prises en compte.

Finalement, les échanges de chaleur qui sont pris en compte sont (Figure 80) :

- la convection entre le fluide et le tube absorbeur ;
- le rayonnement entre chaque portion de tube absorbeur et la portion de l'enveloppe qui lui fait face ;
- la convection entre l'enveloppe de verre et l'environnement ;
- le rayonnement entre l'enveloppe et l'environnement ;
- la conduction thermique à travers les bras supportant les tubes.

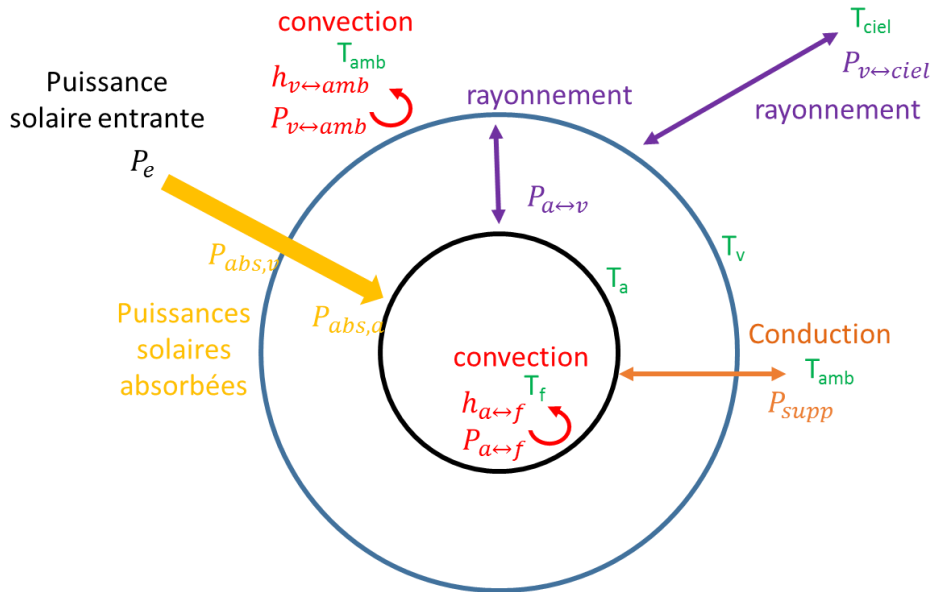


Figure 80 : Les différents échanges thermiques simulés par le modèle

L’enveloppe et l’absorbeur reçoivent un flux solaire qui dépend du DNI (Équation 62), de l’efficacité optique du collecteur, et de leurs propriétés intrinsèques (absorptivité, émissivité, transmittivité). Dans cette étude, la puissance absorbée par le tube absorbeur est estimée grâce à des tests de qualification optique (Équation 63).

$$P_{sol} = DNI \cdot A_{coll} \quad \text{Équation 62}$$

$$P_{abs,a} = \eta_{opt} \cdot P_{sol} \quad \text{Équation 63}$$

Puisque la puissance absorbée est le résultat de différentes transformations optiques (Figure 81), il est possible d’évaluer tous les autres flux entrants (en négligeant les multiples réflexions à l’intérieur du tube de verre).

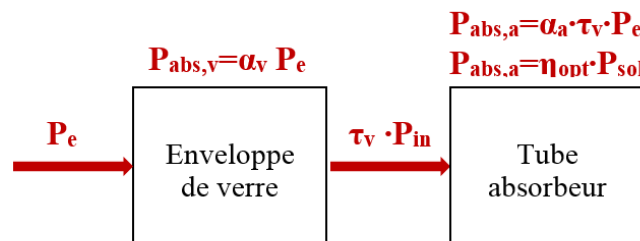


Figure 81 : Un schéma de la distribution de la puissance arrivant en entrée du récepteur  $P_e$

On peut ainsi évaluer la puissance absorbée par l’enveloppe  $P_{abs,v}$  (Équation 64) et la puissance entrante  $P_e$  (Équation 65, qui correspond à la part de la puissance solaire qui a effectivement été réflétée vers le récepteur).

$$P_{abs,v} = \alpha_v \cdot \frac{P_{abs,a}}{\alpha_a \cdot \tau_v} \quad \text{Équation 64}$$

$$P_e = \frac{P_{abs,a}}{\alpha_a \cdot \tau_v} \quad \text{Équation 65}$$

### III.1.1.2.2. Équations utilisées

#### III.1.1.2.2.1. Fluide de transfert

L'équation de conservation de l'énergie appliquée au fluide de transfert contient un terme d'accumulation, un terme advectif, un terme de diffusion axiale et un terme de convection avec le tube absorbeur (Équation 66). Chaque terme est exprimé en watts par mètre cube de fluide.

$$0 = \dot{q}_{acc,f} + \dot{q}_{adv,f} + \dot{q}_{diff,f} + \dot{q}_{f \leftrightarrow a} \quad \text{Équation 66}$$

Ces différents flux s'écrivent comme suit (de l'Équation 67 à l'Équation 70) :

$$\dot{q}_{acc,f} = \rho_f \cdot C_f \cdot \frac{\partial T_f}{\partial t} \quad \text{Équation 67}$$

$$\dot{q}_{adv,f} = \rho_f \cdot C_f \cdot u_f \cdot \frac{\partial T_f}{\partial z} \quad \text{Équation 68}$$

$$\dot{q}_{diff,f} = -k_f \cdot \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} \quad \text{Équation 69}$$

$$\dot{q}_{f \leftrightarrow a} = h_{a \leftrightarrow f} \cdot \frac{S_{a \leftrightarrow f}}{V_f} \cdot (T_f - T_a) \quad \text{Équation 70}$$

#### III.1.1.2.2.2. Tube absorbeur

L'équation du tube absorbeur possède des termes similaires mais inclut aussi une puissance solaire absorbée, le rayonnement vers l'enveloppe de verre et les pertes par conduction à travers les bras supportant les tubes (Équation 71). Chaque terme est exprimé en watts par mètre cube de tube absorbeur.

$$\dot{q}_{abs,a} = \dot{q}_{acc,a} + \dot{q}_{diff,a} + \dot{q}_{a \leftrightarrow f} + \dot{q}_{a \leftrightarrow v} + \dot{q}_{supp} \quad \text{Équation 71}$$

Les différents flux pour le tube absorbeur s'écrivent (de l'Équation 72 à l'Équation 76) :

$$\dot{q}_{abs,a} = \frac{P_{abs,a}}{V_a} \quad \text{Équation 72}$$

$$\dot{q}_{acc,a} = \rho_a \cdot C_a \cdot \frac{\partial T_a}{\partial t} \quad \text{Équation 73}$$

$$\dot{q}_{diff,a} = -k_a \cdot \frac{\partial^2 T_a}{\partial z^2} \quad \text{Équation 74}$$

$$\dot{q}_{a \leftrightarrow f} = h_{a \leftrightarrow f} \cdot \frac{S_{a \leftrightarrow f}}{V_a} \cdot (T_a - T_f) \quad \text{Équation 75}$$

$$\dot{q}_{a \leftrightarrow v} = \frac{S_{a \leftrightarrow v}}{V_a} \cdot \frac{\sigma \cdot (T_a^4 - T_v^4)}{\frac{1}{\epsilon_a} + \frac{(1 - \epsilon_v)}{\epsilon_v} \cdot \left( \frac{D_{a,ext}}{D_{v,int}} \right)} \quad \text{Équation 76}$$

La conduction à travers les supports  $\dot{q}_{supp}$  est définie selon les termes de Vasquez-Padilla *et al.* [116]. Les supports sont composés d'une patte métallique de connexion, qui est traitée comme une ailette finie échangeant de la chaleur à son bout avec le support métallique. Ce dernier est considéré comme une ailette infinie (Figure 82). Le détail des calculs de conduction dans ce support est donné en Annexe 2.

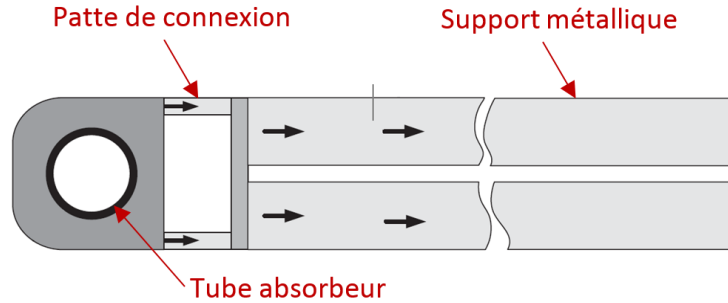


Figure 82 : Schéma représentant un bras supportant le tube récepteur, et les flux de chaleur le traversant

### III.1.1.2.3. Enveloppe de verre

Pour l'enveloppe de verre, il y a en plus des termes d'accumulation et de diffusion thermique axiale un terme de pertes avec l'environnement à température ambiante et un terme de pertes par rayonnement vers le ciel (Équation 77).

$$\dot{q}_{abs,v} = \dot{q}_{acc,v} + \dot{q}_{diff,v} + \dot{q}_{v \leftrightarrow a} + \dot{q}_{a \leftrightarrow \infty} \quad \text{Équation 77}$$

Les différents flux s'écrivent comme suit (de l'Équation 78 à l'Équation 82) :

$$\dot{q}_{abs,v} = \frac{P_{abs,v}}{V_v} = \frac{P_{abs,a} \cdot \alpha_v}{\alpha_a \cdot \tau_v} \cdot \frac{1}{V_v} \quad \text{Équation 78}$$

$$\dot{q}_{acc,v} = \rho_v \cdot C_v \cdot \frac{\partial T_v}{\partial t} \quad \text{Équation 79}$$

$$\dot{q}_{diff,v} = -k_v \cdot \frac{\partial^2 T_v}{\partial z^2} \quad \text{Équation 80}$$

$$\dot{q}_{v \leftrightarrow a} = \frac{S_{a \leftrightarrow v}}{V_v} \cdot \frac{\sigma \cdot (T_v^4 - T_a^4)}{\frac{1}{\epsilon_a} + \frac{(1 - \epsilon_v)}{\epsilon_v} \cdot \left( \frac{D_{a,ext}}{D_{v,int}} \right)} \quad \text{Équation 81}$$

$$\dot{q}_{v \leftrightarrow \infty} = h_{v \leftrightarrow amb} \cdot \frac{S_{v \leftrightarrow amb}}{V_v} \cdot (T_v - T_{amb}) + \frac{S_{v \leftrightarrow amb}}{V_v} \cdot \epsilon_v \cdot \sigma \cdot (T_v^4 - T_{ciel}^4) \quad \text{Équation 82}$$

### III.1.1.2.3. Description mathématique des différents termes impliqués

La vitesse du fluide  $u_f$  à un endroit donné du tube dépend du débit massique et de la masse volumique du fluide (elle-même fonction de la température), tel que la décrit l'Équation 83.

$$u_f = \frac{\dot{m}_f}{S_f \cdot \rho_f} \quad \text{Équation 83}$$

Le coefficient de convection entre le fluide et le tube absorbeur est donné par l'Équation 84 :

$$h_{a \leftrightarrow f} = \frac{Nu_f \cdot k_f}{D_{a,int}} \quad \text{Équation 84}$$

Le nombre de Nusselt utilisé dépend des nombres de Reynolds et de Prandtl. Il est défini de la même manière que dans les travaux de Yilmaz *et al.* [119] (Équation 85). La corrélation a été choisie arbitrairement parmi un ensemble de corrélations donnant des résultats similaires dans la gamme de fonctionnement des récepteurs simulés [116, 119, 130]. Elle donne des résultats relativement corrects pour des nombre de Reynolds allant de  $10^3$  à  $10^6$  et des nombres de Prandtl entre 0,5 et 2000.

$$Nu_f = \frac{\sqrt{\frac{f}{8}} \cdot Re_f \cdot Pr_f}{12,48 \cdot Pr_f^{\frac{2}{3}} - 7,85 \cdot Pr_f^{\frac{1}{3}} + 3,61 \cdot \ln(Pr_f) + 5,80 + 2,78 \cdot \ln\left(\sqrt{\frac{f}{8}} \cdot \frac{Re_f}{90}\right)} \quad \text{Équation 85}$$

Ce nombre de Nusselt dépend du coefficient de friction qui est donné par l'Équation 86.

$$f = (0,79 \cdot \ln(Re_f) - 1,64)^{-2} \quad \text{Équation 86}$$

Les nombres de Reynolds et de Prandtl sont donnés par l'Équation 87 et l'Équation 88, respectivement.

$$Re_f = \frac{\rho_f \cdot u_f \cdot D_{a,int}}{\mu_f} \quad \text{Équation 87}$$

$$Pr_f = \frac{\mu_f \cdot C_f}{k_f} \quad \text{Équation 88}$$

Le coefficient de convection entre l'enveloppe de verre et l'air ambiant est donné par la corrélation de Kakaç *et al* [132] (Équation 89). Cette corrélation simple a déjà montré son efficacité dans plusieurs travaux précédents [116, 131]. Cette dernière permet de calculer le nombre de Nusselt à partir du nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl de l'air ambiant, mais aussi à partir du nombre de Reynolds de l'air qui est très proche de l'enveloppe et qui est considéré à la même température que cette dernière.

$$Nu_{v \leftrightarrow amb} = c_1 \cdot Re_{air}^{c_2} \cdot Pr_{air}^{c_3} \cdot \left(\frac{Pr_{air}}{Pr_{air_w}}\right)^{c_4} \quad \text{Équation 89}$$

#### III.1.1.2.4. Conditions aux limites

À l'entrée du récepteur, du fluide froid entre à la température  $T_e$  dans le tube (Équation 90) tandis que le tube absorbeur et l'enveloppe sont régis par des conditions adiabatiques (Équation 91 et Équation 92). À la sortie, les conditions sont adiabatiques pour tous les systèmes (de l'Équation 93 à l'Équation 95).

$$T_f(z=0) = T_e \quad \text{Équation 90}$$

$$\frac{\partial T_f}{\partial z}(z=L) = 0 \quad \text{Équation 93}$$

$$\frac{\partial T_a}{\partial z}(z=0) = 0 \quad \text{Équation 91}$$

$$\frac{\partial T_a}{\partial z}(z=L) = 0 \quad \text{Équation 94}$$

$$\frac{\partial T_v}{\partial z}(z=0) = 0 \quad \text{Équation 92}$$

$$\frac{\partial T_v}{\partial z}(z=L) = 0 \quad \text{Équation 95}$$

### III.1.1.2.5. Résolutions

Les équations sont résolues avec la méthode des différences finies, avec un schéma du second ordre centré pour les dérivées du second ordre, un schéma arrière pour les dérivées du premier ordre et une discrétisation implicite du temps. Tous les calculs sont effectués avec le logiciel Matlab® et une méthode itérative est utilisée pour trouver les trois vecteurs températures à chaque pas de temps, avec un critère de convergence de  $10^{-4}$ .

### III.1.1.3. Validation du modèle

Puisque des résultats expérimentaux obtenus sur des lignes de collecteurs cylindro-paraboliques sont déjà existants, la validité du modèle développé a été testée avant d'appliquer ce dernier à la centrale MicroSol-R.

Ainsi, les résultats de ce modèle en une dimension ont été comparés aux résultats expérimentaux provenant de deux lignes de collecteurs de tailles très différentes. La première est une ligne de 7,8 m de long qui a été testée par Dudley *et al.* en 1994 au laboratoire national de Sandia (*Sandia National Laboratory, S.N.L.*) [129]. Elle constitue une référence dans la littérature, car toutes les données sont fournies pour pouvoir étudier numériquement ce collecteur. La seconde est une ligne de 72 m de long qualifiée par Valenzuela *et al.* en 2014 au CIEMAT (*Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas*) [133], sur le site de P.S.A. (*Plataforma Solar de Almeria*). Toutes les données ont une fois de plus été fournies ; les caractéristiques de ces deux collecteurs sont données dans le Tableau 18.

Nom	S.N.L. [129]	P.S.A. [133]
Date	1994	2014
Longueur	7,8 m	72 m
Ouverture	5 m	5,76 m
Fluide de transfert	Syltherm 800	Syltherm 800
Diamètre interne de l'absorbeur	66·10 <sup>-3</sup> m	66·10 <sup>-3</sup> m
Diamètre externe de l'absorbeur	70·10 <sup>-3</sup> m	70·10 <sup>-3</sup> m
Diamètre interne de l'enveloppe	109·10 <sup>-3</sup> m	119·10 <sup>-3</sup> m
Diamètre externe de l'enveloppe	115·10 <sup>-3</sup> m	125·10 <sup>-3</sup> m
Efficacité optique maximale	0,731	0,768
Nombre de paires de bras de support	3	19

**Tableau 18 : Caractéristiques des deux collecteurs utilisés pour la validation du modèle**

L'huile thermique utilisée dans les deux expérimentations est de l'huile Syltherm 800. Les corrélations donnant l'évolution de ses propriétés thermiques avec la température sont données en Annexe 4.

Pour chacune de ces installations, différents tests ont été conduits, et il a donc été possible pour chacun d'eux de comparer les résultats expérimentaux aux résultats numériques du modèle. Les conditions expérimentales et les résultats expérimentaux de chaque test sont donnés dans le Tableau 19 et dans le Tableau 20.

Cas n°	DNI (W.m <sup>-2</sup> )	T <sub>ext</sub> (°C)	T <sub>e</sub> (°C)	$\dot{m}_f$ (kg.s <sup>-1</sup> )	T <sub>s,exp</sub> (°C)	$\eta_{\text{globale,exp}}$
1	933,7	21,2	102,2	0,683	124,0	0,7252
2	968,2	22,4	151,0	0,647	173,3	0,7130
3	982,3	24,3	197,5	0,627	219,5	0,7036
4	909,5	26,2	250,7	0,650	269,4	0,7018
5	937,9	28,8	297,8	0,617	316,9	0,6828
6	880,6	27,5	299,0	0,617	317,2	0,6932
7	903,2	31,1	355,9	0,572	374,0	0,6410
8	920,9	29,5	379,5	0,555	398,0	0,6271

**Tableau 19 : Conditions et résultats expérimentaux pour le prototype de Dudley et al. [129]**

Tous ces résultats représentent des tests en régime permanent. La différence principale entre les expérimentations de Dudley *et al.* (Tableau 19) et les résultats de Valenzuela *et al.* (Tableau 20) réside dans la position du soleil : tous les tests de ce premier ont été effectués avec un angle d'incidence nul tandis que Valenzuela *et al.* ont effectué leurs tests à différentes heures de la journée (angle d'incidence variable).

Cas n°	$\theta_i$ (°)	DNI (W.m <sup>-2</sup> )	T <sub>ext</sub> (°C)	T <sub>e</sub> (°C)	$\dot{m}_f$ (kg.s <sup>-1</sup> )	T <sub>s,exp</sub> (°C)	$\eta_{\text{globale,exp}}$
1	18,4	894	28,9	250,6	2,96	292,5 ± 1,3	0,6825
2	16,1	943	34,1	284,9	2,86	330,0 ± 0,4	0,6890
3	26,9	798	25,6	286,0	2,86	320,0 ± 2	0,6124
4	9,2	927	33,8	316,5	2,72	362,5 ± 0,4	0,7089
5	16,1	911	35,1	316,9	2,72	360,9 ± 0,5	0,6799
6	21,3	833	26,4	316,5	2,72	354,4 ± 0,5	0,6466
7	16,0	875	27,7	316,7	2,72	358,5 ± 0,4	0,6788
8	30,7	904	24,6	334,8	2,66	372,0 ± 0,9	0,5715
9	19,5	918	25,2	334,8	2,65	378,1 ± 0,9	0,6558
10	12,0	919	32,9	334,5	2,70	379,1 ± 1,4	0,6937

**Tableau 20 : Conditions et résultats expérimentaux pour le prototype de Valenzuela et al. [133]**

Les efficacités expérimentales qui sont présentées dans ces tableaux sont calculées à partir des résultats expérimentaux bruts (températures, débits) fournis par les auteurs [129, 133], avec la même méthode que celle utilisée pour calculer les efficacités à partir des résultats numériques.

Le DNI, la température extérieure et le débit massique ont donc été utilisés comme entrée du modèle. Puisque le modèle ne considère que les transferts thermiques, les efficacités optiques qui ont été expérimentalement déterminées par les auteurs précités ont été utilisées :

- pour l'équipement de Dudley *et al.*, les efficacités optiques maximales ont été considérées, car tous les tests ont été effectués avec un angle d'incidence nul ;
- pour l'équipement qualifié par Valenzuela *et al.*, l'efficacité optique dépend de l'angle d'incidence des rayons du soleil sur le collecteur. L'angle et la corrélation permettant de calculer l'efficacité optique à partir de ce dernier sont fournis par l'auteur.

Puisqu'il n'y a aucune information concernant les distances entre les capteurs de températures et les entrées et sorties des récepteurs, il a été considéré qu'elles étaient nulles.



Les résultats expérimentaux et numériques peuvent être comparés selon trois paramètres : la température de sortie du fluide, la puissance utile  $P_u$ , et l'efficacité globale du collecteur, qui peut être calculée avec l'Équation 96.

$$\eta_{globale} = \frac{P_u}{P_{sol}} \quad \text{Équation 96}$$

Utiliser la température de sortie comme critère de comparaison n'est pas très représentatif des erreurs de prédiction, car une légère variation de la température de sortie prédite peut mener à de grosses différences de puissances si le débit massique est important. La puissance utile est donc un meilleur indicateur, mais elle peut beaucoup varier entre deux expériences. Il n'est donc pas très aisé de représenter tous les résultats sur un même graphique. L'efficacité globale est donc le meilleur critère, car elle varie peu entre tous les tests, et permet de quantifier facilement les différences entre les prédictions et les résultats expérimentaux. Toutes les efficacités obtenues sont présentées dans la Figure 83 (expérimentations de Dudley *et al.*) et dans la Figure 84 (expérimentations de Valenzuela *et al.*). Les comparaisons des températures et des puissances sont fournies en Annexe 3.

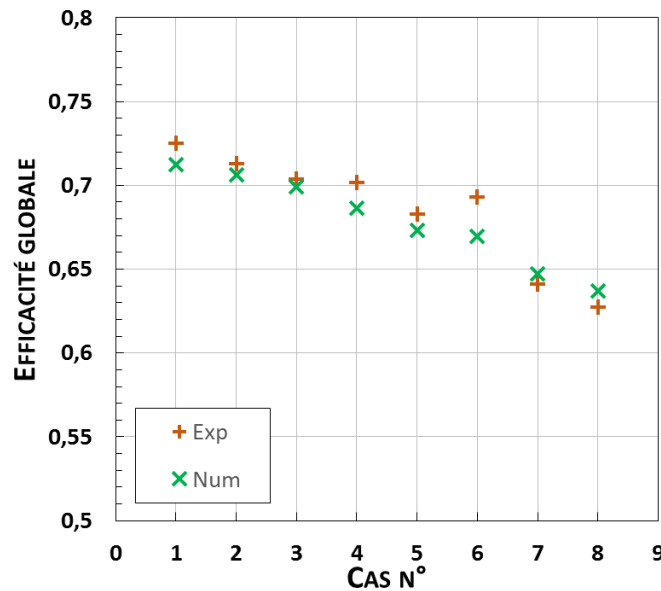


Figure 83 : Comparaison des efficacités globales prédites par le modèle et celles calculées à partir des résultats de Dudley *et al.* [129]

La plus grande différence entre résultats numériques et expérimentaux est obtenue pour le cas n° 6, qui ne possède pourtant pas de conditions d'entrée particulière par rapport aux autres cas. Puisque Yilmaz *et al.* [119] ont également obtenu une concordance moins bonne entre résultats expérimentaux et numériques avec ce cas particulier, il est possible que cette déviation provienne d'une erreur expérimentale (probablement au niveau de la valeur du DNI).

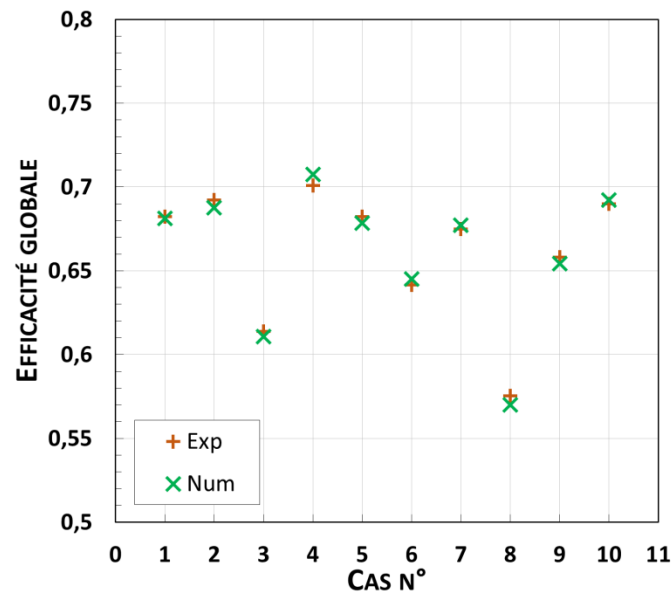


Figure 84 : Efficacités globales prédites et mesurées pour le prototype de Valenzuela et al. [133]

Pour chaque installation, une bonne concordance est obtenue entre les résultats numériques et expérimentaux, avec une différence d'efficacité globale inférieure à 0,024 pour la ligne du SNL, et inférieure à 0,007 pour la ligne du CIEMAT. Ces erreurs correspondent respectivement à des différences de température de 0,8 °C et de 0,4 °C, ou des puissances utiles de 0,73 kW (3,4 %) et de 2,5 kW (0,9 %).

Ce modèle est donc considéré comme validé car il est capable de décrire le comportement thermique de collecteurs de différentes tailles. Il est maintenant possible de l'appliquer à différents tests effectués sur un collecteur de la centrale MicroSol-R.

### III.1.2. Étude expérimentale et numérique d'un des collecteurs de la centrale MicroSol-R

Puisque les trois collecteurs de la centrale solaire sont identiques, il a été décidé d'en utiliser qu'un seul pour cette étude expérimentale et numérique. Ce collecteur a donc été qualifié, comparé à d'autres installations existantes, et ses résultats ont été confrontés aux simulations obtenues grâce au modèle mathématique développé.

#### III.1.2.1. Description du collecteur

L'installation qui a été qualifiée ici est l'un des trois collecteurs de la centrale MicroSol-R, de 50 kW<sub>th</sub>, avec un axe est-ouest. Il possède une longueur de 12 m et une ouverture de 5,76 m, pour une surface effective de collecte de 70 m<sup>2</sup>. La distance focale de la parabole est quant à elle de 1,727 m. Le suivi solaire est effectué grâce à un module Yokogawa qui calcule les coordonnées du soleil en boucle ouverte. Ce collecteur est équipé de tubes récepteurs de type Schott PTR70, dont les caractéristiques sont listées dans le Tableau 21.

Nom	Symbol	Valeur
Diamètre interne de l'absorbeur	$D_{a,int}$	$66 \cdot 10^{-3}$ m
Diamètre externe de l'absorbeur	$D_{a,ext}$	$70 \cdot 10^{-3}$ m
Diamètre interne de l'enveloppe	$D_{v,int}$	$119 \cdot 10^{-3}$ m
Diamètre externe de l'enveloppe	$D_{v,ext}$	$125 \cdot 10^{-3}$ m
Longueur d'un tube	$L_{tube}$	4,06 m
Absorptivité de la couche sélective	$\alpha_a$	0,94
Émissivité de la couche sélective (400 °C)	$\epsilon_a$	0,12
Absorptivité du verre	$\alpha_v$	0,0225
Émissivité du verre	$\epsilon_v$	0,90
Transmittivité du verre	$\tau_v$	0,955
Pression dans le vide partiel	$p_{ann}$	$10^{-6}$ bar

Tableau 21 : Propriétés des tubes Schott

Les trois tubes sont maintenus dans la ligne focale grâce à quatre paires de bras, dont les caractéristiques sont données en Annexe 2.

Les capteurs de pression et de température ont été placés 10,1 m avant l'entrée du récepteur et 7,8 m après sa sortie. Cette distance inclut des tubes flexibles de 2,12 m, d'un diamètre interne de  $4 \cdot 10^{-2}$  m et une isolation de  $2 \cdot 10^{-2}$  m, et qui permettent aux tuyaux de suivre les mouvements du collecteur. Les autres tubes possèdent un diamètre de  $4 \cdot 10^{-2}$  m et sont isolés par  $5 \cdot 10^{-2}$  m de laine de verre. La Figure 85 est une photographie du collecteur avec ses dimensions et la localisation des capteurs.

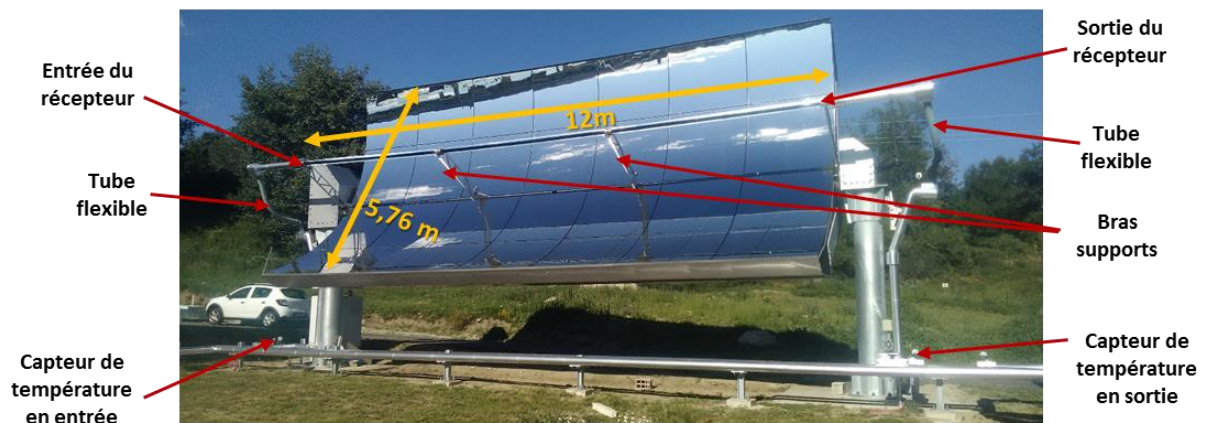


Figure 85 : Dimensions d'un collecteur et localisation des différents composants

### III.1.2.2. Qualifications thermique et optique du collecteur

Puisque le modèle ne prend en compte que les transferts thermiques dans le récepteur solaire, une qualification optique était nécessaire pour estimer la puissance solaire incidente. Comme expliqué précédemment, un modèle optique n'aurait pas été très efficace, car de nombreuses hypothèses doivent être faites (erreur de pente, erreur de courbure, etc.). Une qualification optique consiste généralement en des tests simples proches de la température ambiante, en négligeant les pertes thermiques, puis la puissance qui a été transmise au fluide est calculée.

Dans le cas présent, des tests à basse température n'étaient pas possibles car cela aurait pu endommager les tubes. En effet, si le nombre de Reynolds du fluide est trop faible, l'échange de chaleur entre ce dernier et le tube absorbeur n'est pas suffisant pour refroidir le tube qui reçoit le rayonnement concentré. Il y a alors un risque de surchauffe et/ou de torsion du tube. Afin d'avoir un nombre de Reynolds suffisant malgré le débit massique faible (en comparaison de celui d'une installation industrielle), il était nécessaire de diminuer la viscosité du fluide en augmentant sa température.

De plus, la température affecte la position du récepteur par rapport à la ligne focale [133], car sa dilatation due à l'échauffement tend à le rapprocher de la parabole. Les récepteurs sont ainsi dimensionnés pour avoir une position idéale vers 300-400 °C. Toutefois, effectuer des tests à ces températures entraîne des pertes thermiques trop importantes.

Il a donc été décidé d'effectuer les tests à la température minimale permettant d'atteindre un régime fortement turbulent ( $Re > 10000$ ) : 120 °C. Ainsi, même si la position du récepteur n'est toujours pas idéale, les pertes thermiques sont minimisées. Néanmoins, avec ce niveau de température, les pertes ne peuvent pas être négligées. En conséquence, des tests de qualification thermiques ont tout d'abord été effectués.

### III.1.2.2.1. Tests de qualification thermique

#### III.1.2.2.1.1. Principe du test de qualification thermique

Les tests de qualification thermique consistent à envoyer du fluide dans le collecteur sans suivi solaire avec un débit et une température constants (Figure 86).

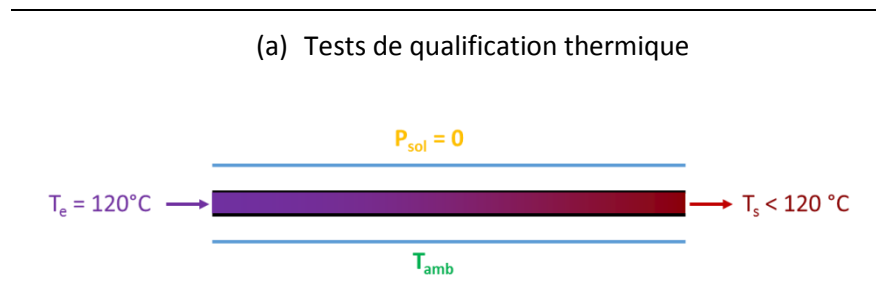


Figure 86 : Principe des tests de qualification thermique

Puis, lorsque le régime permanent est atteint, les pertes du récepteur sont calculées à partir des mesures expérimentales du débit et des températures d'entrée et de sortie (Équation 97).

$$P_{pertes} = -\dot{m}_f \cdot C_f \cdot (T_s - T_e) \quad \text{Équation 97}$$

Le débit a été mesuré grâce à un débitmètre de type Coriolis avec une incertitude de 0,1 %, et les températures ont été mesurées avec des sondes PT100, avec une incertitude allant de  $\pm 0,5$  °C à  $\pm 0,9$  °C selon la température du fluide. La puissance perdue calculée inclue toutes les pertes : rayonnement et convection de l'enveloppe vers l'environnement, pertes à travers les bras supports, et les pertes dans la tuyauterie reliant les récepteurs aux capteurs de température les plus proches.

#### III.1.2.2.1.2. Résultats des tests de qualification thermique

Les tests de qualification thermique ont été reproduits d'une température de 120 °C à une température de 260 °C, avec un pas de 20 °C. Chaque coefficient de perte calculé a ensuite été relié à la différence de température entre la moyenne du fluide et la température ambiante  $\Delta T_{f \leftrightarrow amb}$  (Équation 98).

$$\Delta T_{f \leftrightarrow amb} = \frac{(T_s + T_e)}{2} - T_{amb} \quad \text{Équation 98}$$

Les résultats expérimentaux du collecteur sont présentés dans la Figure 87. Les points représentent les pertes linéaires expérimentales ( $W.m^{-1}$ ) et la courbe bleue est la courbe de tendance obtenue. À titre d'exemple, pour un  $\Delta T_{f \leftrightarrow amb}$  de 120 °C, les pertes dans cette section ont été environ de 1 kW, alors qu'elles sont de 3 kW pour une différence de température de 260 °C.

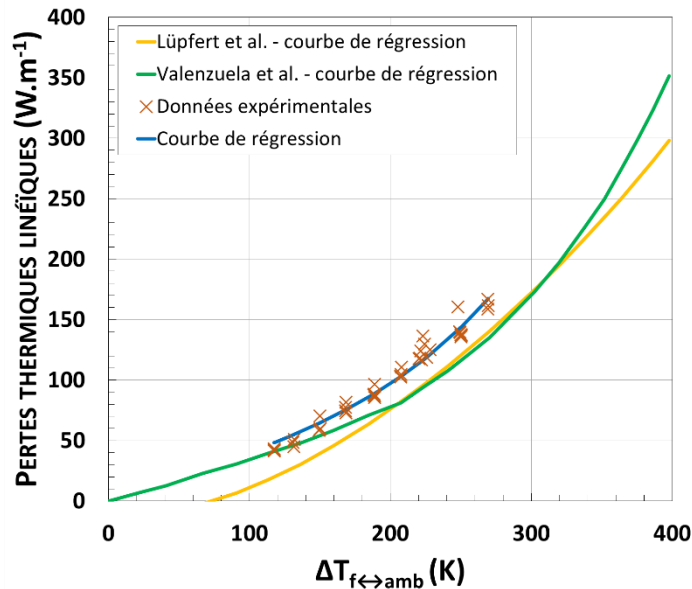


Figure 87 : Résultats de la qualification thermique et comparaison avec la littérature [133, 134]

Les pertes obtenues sont environ 24 % plus importantes que celles obtenues dans les collecteurs précédemment qualifiés [133-135]. Ceci est dû en partie à la longueur importante de tubes entre les extrémités du récepteur et les capteurs. Dans ces tubes de connexion, l'isolation n'est pas du vide mais de la laine de verre et les pertes linéaires sont plus élevées que celles du récepteur.

À partir de la courbe de tendance, une corrélation entre les pertes et la différence de température  $\Delta T_{f,amb}$  a été déterminée, avec un coefficient de détermination de 96,7 % (Équation 99). Il a été décidé d'utiliser une corrélation avec uniquement un terme du premier degré qui pourrait représenter les pertes convectives et diffusives, et un terme du quatrième degré qui pourrait représenter les pertes radiatives. Sans terme constant, cette corrélation donne des pertes nulles pour aucune différence de température, ce qui est physiquement vrai.

$$P_{pertes,l}(W.m^{-1}) = 1,1726 \cdot 10^{-8} \cdot (\Delta T_{f \leftrightarrow amb})^4 + 3,9149 \cdot 10^{-1} \cdot (\Delta T_{f \leftrightarrow amb}) \quad \text{Équation 99}$$

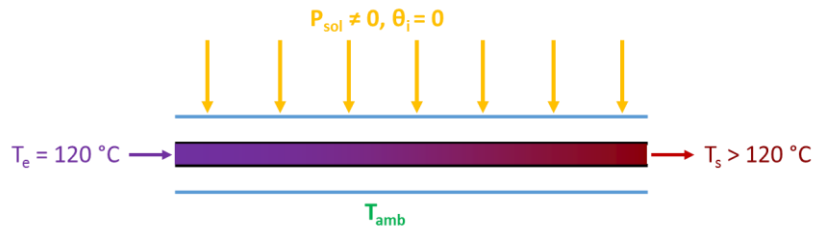
Malgré tout, mis à part le fait que cette corrélation donne des pertes nulles pour une différence de température nulle, elle n'a pas de réelle signification physique et ne sert qu'à estimer les pertes thermiques lors des tests de qualification optique des collecteurs.

### III.1.2.2.2. Tests de qualification optique

#### III.1.2.2.2.1. Principe du test de qualification optique

Les tests de qualification optiques consistent à garder la température d'entrée et le débit massique constants, mais avec un flux solaire incident. On distingue alors le cas où l'angle d'incidence des rayons du soleil est nul des autres cas (Figure 88).

(a) Tests de qualification optique : efficacité optique nominale



(b) Tests de qualification optique : évaluation de  $k_\theta$

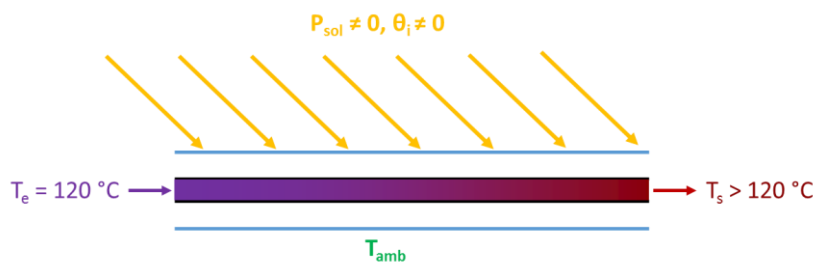


Figure 88 : Principe des tests de qualification optique

Dans les deux cas, l'efficacité optique est calculée à partir de la détermination de trois puissances :

- la puissance solaire  $P_{sol}$  en entrée du collecteur est calculée à partir du DNI, et de la surface de collecte (Équation 100) ;

$$P_{sol} = DNI \cdot S_{coll} \quad \text{Équation 100}$$

- la puissance utile reçue par le fluide  $P_u$  est calculée à partir des mesures expérimentales de débits et de températures (Équation 101) ;

$$P_u = \dot{m}_f \cdot C_f \cdot (T_s - T_e) \quad \text{Équation 101}$$

- les pertes thermiques sont estimées à partir des résultats des tests de qualification thermiques.

L'efficacité optique est reliée à ces trois puissances par l'intermédiaire de l'Équation 102.

$$P_u = P_{sol} \cdot \eta_{opt} - P_{pertes} \quad \text{Équation 102}$$

On peut ainsi déterminer :

- l'efficacité optique maximale du collecteur  $\eta_{opt,max}$  (Équation 103) à partir du premier cas étudié (Figure 88-a, angle d'incidence nul) ;

$$\eta_{opt,max} = \frac{P_u + P_{pertes}}{P_{sol}} \quad \text{Équation 103}$$

- l'efficacité optique du collecteur  $\eta_{opt}(\theta_i)$  (Équation 104) pour chaque angle d'incidence (Figure 88-b) ;

$$\eta_{opt}(\theta_i) = \frac{P_u + P_{pertes}}{P_{sol}} \quad \text{Équation 104}$$

- un coefficient d'atténuation  $k_\theta$ , qui est calculé pour chaque angle d'incidence et permet de comparer l'efficacité optique à chaque instant avec l'efficacité optique maximale  $\eta_{opt,max}$  (Équation 105).

$$k_\theta = \frac{\eta_{opt}}{\eta_{opt,max}} \quad \text{Équation 105}$$

Les tests optiques sont donc effectués pour plusieurs heures de la journée, c'est-à-dire pour plusieurs angles d'incidence des rayons solaires sur le collecteur, et seules les périodes correspondant à des régimes quasi-statiques (très faible variation des conditions expérimentales) sont utilisées pour la qualification des performances optiques.

Puisque la qualification optique dépend en partie des résultats de la qualification thermique. Il est cependant important de se rappeler que lors d'un test de qualification thermique, le fluide est plus chaud que le tube absorbeur. Lors d'un test sous soleil, le tube absorbeur est plus chaud que le fluide. Pour une même température de fluide, les pertes sont donc forcément différentes. Toutefois, c'est la meilleure manière d'évaluer les pertes thermiques dans un collecteur de taille industrielle [133].

### III.1.2.2.2. Résultats des tests de qualification optique

L'efficacité optique du collecteur pour un certain angle d'incidence dépend de sa valeur maximale et du coefficient d'atténuation pour cet angle d'incidence.

Efficacité maximale du collecteur étudié :

L'efficacité maximale est de 0,6, ce qui est inférieur à ce qui a été obtenu avec les installations de Dudley *et al.* et de Valenzuela *et al.* (respectivement 0,73 et 0,76).

Coefficient d'atténuation du collecteur étudié :

Le coefficient d'atténuation  $k_\theta$  est un facteur allant de 0 à 1 et qui dépend de l'angle d'incidence. Il est parfois appelé I.A.M. (*Incidence Angle Modifier*). Il permet de rendre compte des pertes optiques dues au fait que la surface de collecte n'est pas parfaitement en face des rayons solaires.

Par exemple, il englobe ici l'effet cosinus, qui est le fait qu'une surface reçoive une densité de flux égale au DNI multiplié par le cosinus de l'angle observé entre les rayons du soleil et la normale de la surface de collecte (Figure 89).

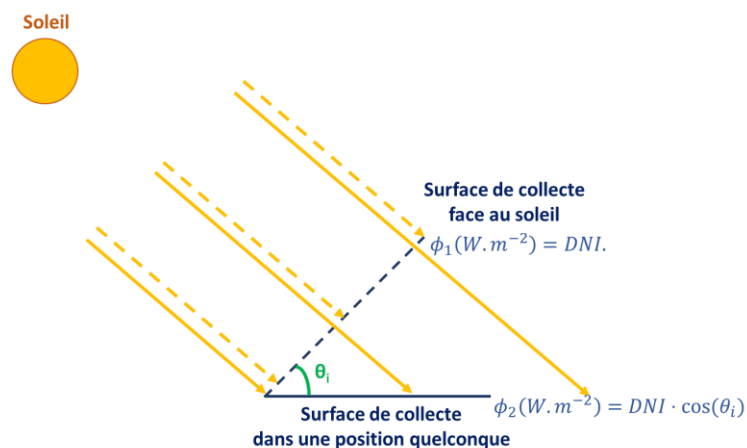
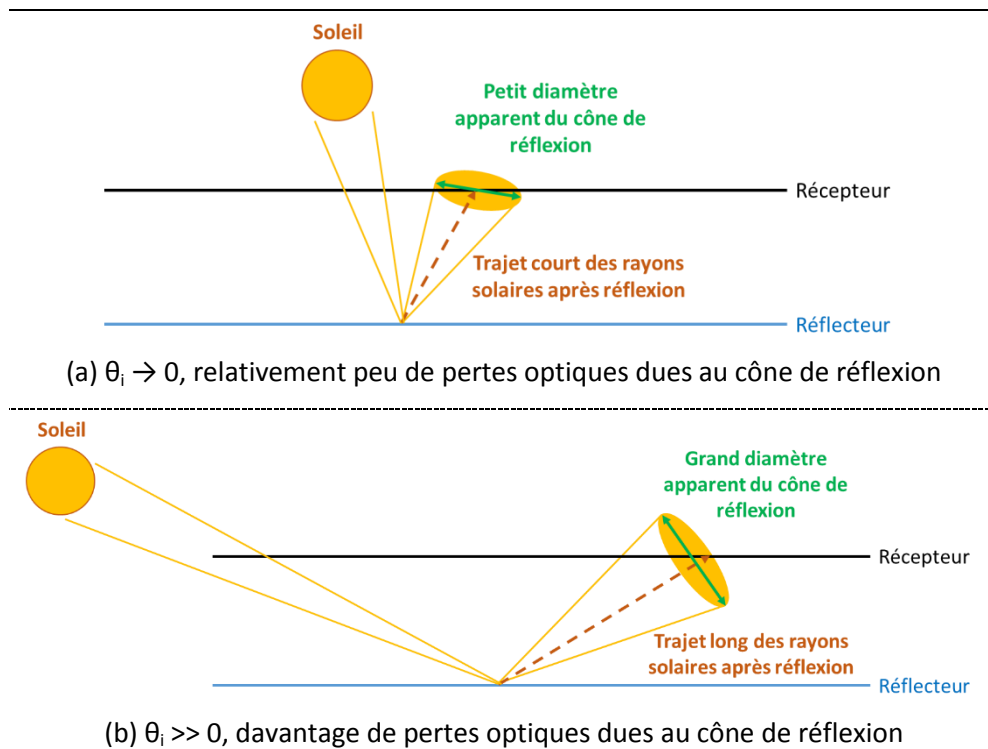


Figure 89 : Illustration de l'effet cosinus

Mais il englobe également le fait que les rayons réfléchis par les miroirs forment des cônes pouvant avoir un diamètre apparent plus important que celui du récepteur, entraînant des pertes optiques

d'autant plus grandes que le trajet parcouru par les rayons réfléchis est grand (Figure 90). Ces cônes de réflexion sont d'une part dus à la taille finie du soleil, mais surtout aux miroirs dont la réflexion n'est pas totalement spéculaire. Toutes les erreurs optiques pouvant être rencontrées et pouvant être amplifiées par l'angle d'incidence sont décrites par Güven *et al.* [115].



**Figure 90 : Illustration de l'effet de l'angle d'incidence sur le diamètre du cône de réflexion dû à la taille finie du soleil et amplifié par les défauts des miroirs lorsqu'il atteint le récepteur pour un faible angle d'incidence (a) et un fort angle d'incidence (b)**

Tracer le coefficient d'atténuation d'un collecteur permet de le comparer à n'importe quel autre, indépendamment de leur efficacité optique maximale respective. La Figure 91 montre donc les résultats obtenus pour le collecteur qui a subi la qualification optique.



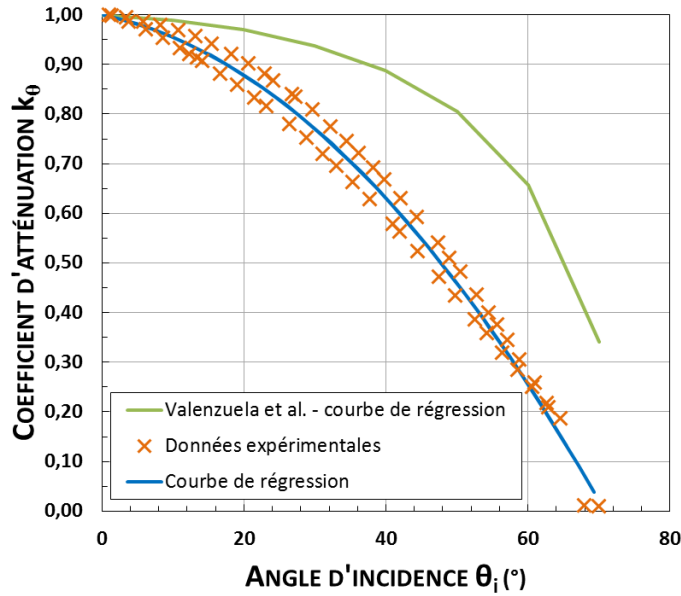


Figure 91 : Résultats de la qualification optique et comparaison avec la littérature [133]

La Figure 91 illustre deux faisceaux de points expérimentaux différents qui sont très distincts. L'un a été obtenu durant la matinée de la qualification tandis que l'autre a été obtenu dans l'après-midi. La différence entre les deux demi-journées est certainement due à une position différente des bras supports, insuffisamment rigides, entre la levée (matin) et l'abaissement du collecteur (après-midi). Le coefficient d'atténuation peut ensuite être déterminé à partir d'une corrélation provenant de la courbe de tendance des résultats expérimentaux (Équation 106). Cette équation possède un coefficient de détermination de 99,5 %.

$$k_\theta(\theta_i) = 1 - 2,9239 \cdot 10^{-3} \cdot \theta_i - 1,5798 \cdot 10^{-4} \cdot \theta_i^2 \quad \text{Équation 106}$$

Hypothèses d'explication des différences d'efficacité optique :

La faible efficacité optique maximale est tout d'abord due au fait que les tubes récepteurs ne sont pas droits car ils ont été tordus lors de test à bas débit massique (Figure 92). Cela peut également être dû à une faible qualité de miroirs.

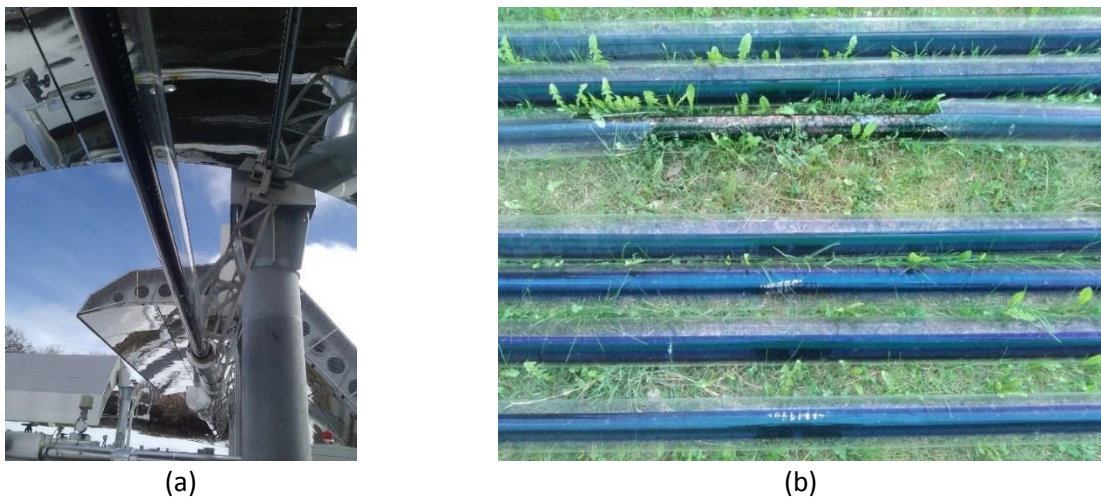


Figure 92 : Torsion observée des tubes récepteurs : le tube absorbant n'est plus dans la ligne focale (a) et touche en certains points le verre, ce qui abîme la couche absorbante et a entraîné la rupture de l'enveloppe lors du changement des tubes (b)

La différence entre les coefficients d'atténuation est en partie due à la taille des collecteurs. En effet, le collecteur étudié ne mesure que 12 m de long contre 72 m pour les collecteurs du CIEMAT, et l'influence relative des pertes de fin de ligne est donc très différente. La Figure 93 montre la fraction théorique des pertes de fin de ligne en fonction de l'angle d'incidence, pour les deux collecteurs. Par exemple, pour un angle d'incidence de 60°, les pertes de fin de ligne du collecteur du laboratoire PROMESCNRs représentent 25 % de la puissance solaire incidente, tandis que ce chiffre n'est que de 4 % pour le collecteur espagnol.

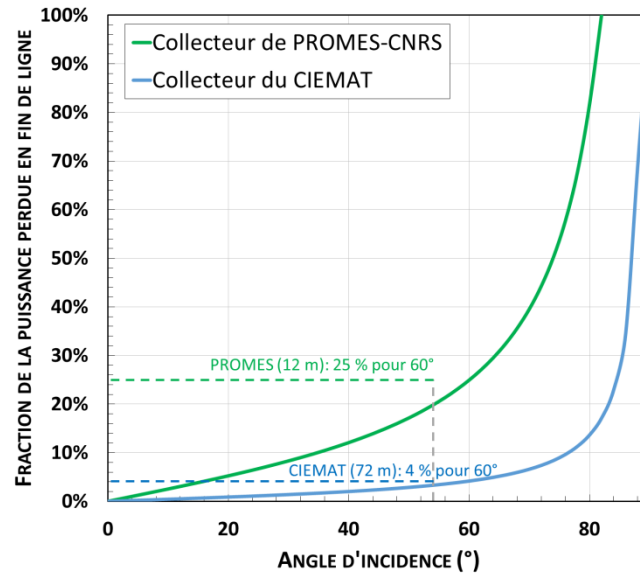


Figure 93 : Pertes de fin de ligne théoriques pour les collecteurs étudiés [133]

Mais en retranchant ces pertes de fin de ligne au coefficient d'atténuation, dans les deux cas une différence importante persiste entre les deux lignes de collecteurs (Figure 94).

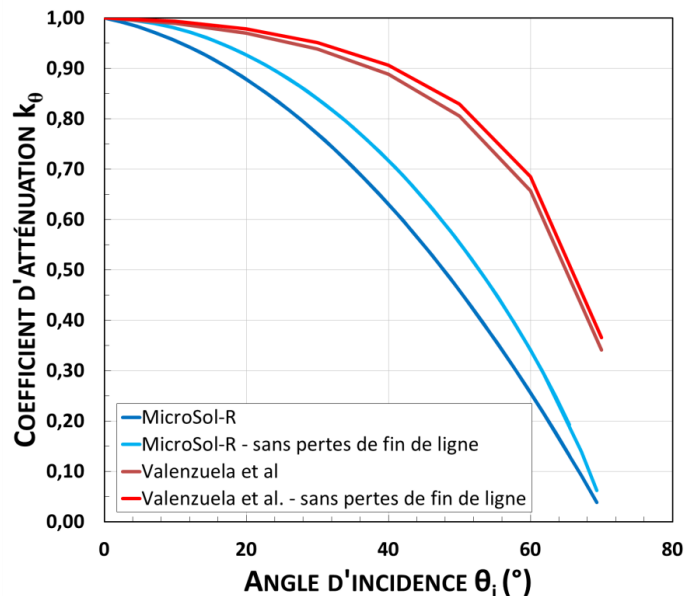
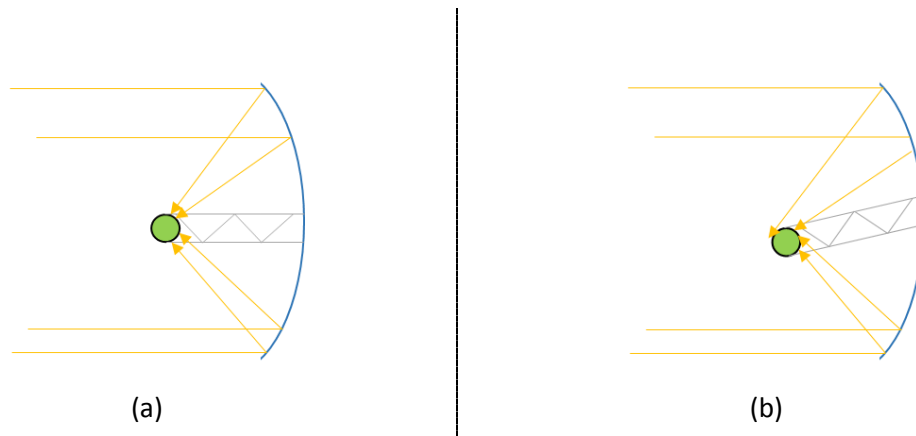


Figure 94 : Coefficients d'atténuation après avoir retranché les pertes de fin de ligne

L'effacement de l'effet des pertes de fin de ligne rapproche donc légèrement la courbe du coefficient d'atténuation du collecteur de MicroSol-R à celle du collecteur qualifié par Valenzuela *et al.* L'hypothèse est donc validée, mais ne suffit pas à expliquer la totalité des différences observées. Ceci est dû au fait que ces différences sont également dues à des problèmes de structure, comme le fait

que les bras supportant le tube ne remplissent pas correctement leur rôle car ils subissent la gravité et défocalisent alors légèrement les rayons du tube (Figure 95).



*Figure 95 : Illustration de l'effet de la faiblesse de la structure porteuse du récepteur sur la concentration des rayons solaires ; comparaison entre un cas idéal (a) et un cas où le support ne résiste pas à la gravité (b)*

En définitive, les tests de qualification sont des essais particuliers permettant de comprendre le comportement du collecteur et d'en mesurer les performances. Ils ont en particulier permis le développement d'une corrélation donnant l'efficacité optique du collecteur et qui peut être utilisée en entrée du modèle. Il est désormais possible de comparer les résultats de ce dernier à tout type d'essais effectués sur la centrale.

### III.1.2.3. Résultats expérimentaux et comparaison au modèle

Le modèle développé décrit le comportement thermique d'un récepteur de collecteur cylindro-parabolique. La validation de ce modèle sur l'équipement de la centrale MicroSol-R s'est donc effectuée selon un ordre de complexité croissante :

- en régime statique et sans soleil (comparaison aux essais de qualification thermique) ;
- en régime statique avec soleil (comparaison de même nature que celle qui a été effectuée avec les résultats expérimentaux fournis par le CIEMAT et le S.N.L. ;
- en régime dynamique stable (conditions d'entrées présentant de faibles variations au cours du temps) ;
- en régime dynamique instable (conditions d'entrées présentant de fortes variations au cours du temps).

#### III.1.2.3.1. Comparaison des pertes thermiques

La première comparaison entre le modèle et les résultats du collecteur de la centrale a été effectuée sur la base des pertes. Les conditions expérimentales des tests de qualification thermique ont été numériquement reproduites (débit massique, température d'entrée, température ambiante) et les résultats numériques ont été comparés aux résultats de la qualification thermique.

La comparaison montre que le modèle sous-estime légèrement les pertes (Figure 96). La même comparaison a été effectuée avec les résultats de qualification thermique du collecteur du CIEMAT (courbe de régression fournie par l'auteur). La différence entre résultats numériques et expérimentaux est inférieure dans ce cas (erreur relative de 7,8 % contre 15,6 %). Il semblerait donc que les hypothèses du modèle sont assez proches des conditions expérimentales du récepteur du CIEMAT.

Il est possible de conclure que la différence vient de deux faits distincts :

- une légère sous-estimation des pertes par le modèle (probablement en raison des hypothèses d'homogénéité du flux et donc de la température sur le pourtour du tube absorbeur), qui explique les différences observées dans les deux cas (CIEMAT et PROMES-CNRS) ;
- une sous-estimation des pertes dans les tubes de connexion entre le récepteur et les capteurs, dans le cas du collecteur de PROMES.

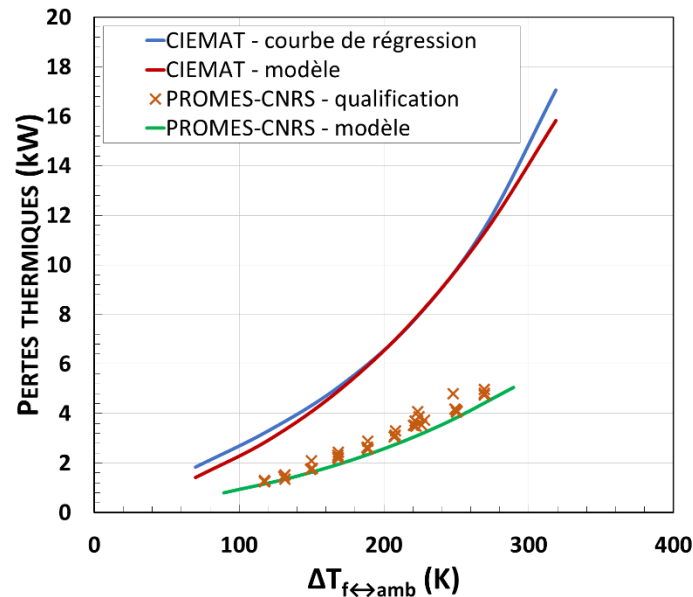


Figure 96 : Comparaison entre les résultats du modèle et les pertes thermiques obtenues par qualification [133]

Le modèle semble donc prédire avec une précision acceptable les pertes thermiques du récepteur de la centrale MicroSol-R, avec toutefois une différence plus marquée pour les hautes températures. La différence générale entre prédiction et réalité est peut être due à une estimation trop optimiste des pertes thermiques dans la tuyauterie. Toutefois, puisque l'objectif de ce type de modélisation est qu'aucun paramètre d'ajustement ne soit utilisé, cette erreur ne peut être corrigée.

### III.1.2.3.2. Comparaison de résultats pour des tests en régime statique

Le même type de tests en régime statique que ceux qui ont été effectués au S.N.L. et au CIEMAT ont été effectués avec les collecteurs du laboratoire PROMES-CNRS. Ces tests consistent à envoyer du fluide avec un débit et une température d'entrée constantes, pendant une période de temps pendant laquelle les conditions d'ensoleillement peuvent être considérées constantes (DNI, position du soleil).

En mesurant la température de sortie, il est possible de calculer l'efficacité globale du collecteur pour chacun de ces tests.

À partir des conditions expérimentales données en entrée du modèle, des résultats numériques sont obtenus. Ces derniers peuvent alors être comparés aux résultats expérimentaux.

L'ensemble des conditions expérimentales desdits tests sont données dans le Tableau 22 et les résultats sont rassemblés dans la Figure 97.

Cas n°	DNI (W.m <sup>-2</sup> )	$\theta_i$ (°)	T <sub>amb</sub> (°C)	u <sub>vent</sub> (m.s <sup>-1</sup> )	T <sub>e</sub> (°C)	$\dot{m}_f$ (kg.s <sup>-1</sup> )	T <sub>s</sub> (°C)	P <sub>u</sub> (kW)	$\eta_{globale}$
1	1060	5,83	23,6	3,5	118,9	0,975	141,1	41,8	57,09 %
2	1008	15,19	28,4	4,2	278,6	1,151	291,2	35,2	50,51 %
3	983	45,40	23,7	0,8	214,2	1,002	222,8	19,2	28,29 %
4	1014	18,71	35,4	2,8	251,0	1,123	263,4	32,6	46,55 %
5	948	40,54	16,2	1,7	129,2	1,029	139,7	21,0	32,12 %

Tableau 22 : Conditions et résultats expérimentaux pour les tests en régime permanent d'un collecteur de MicroSol-R

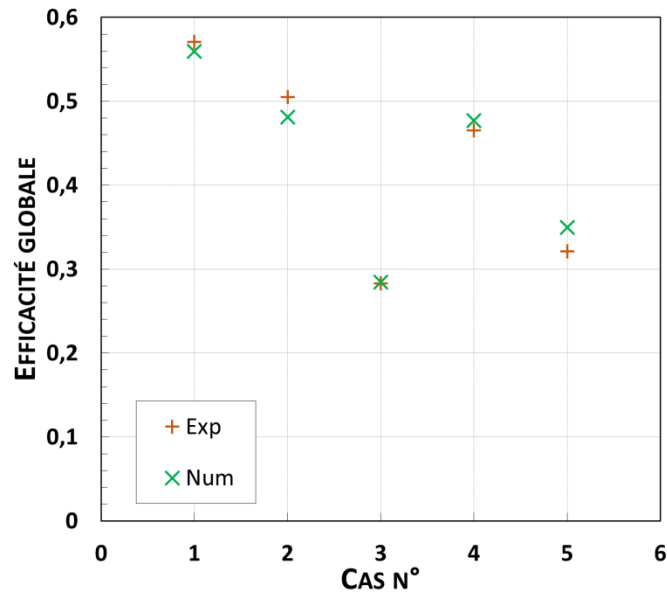


Figure 97 : Efficacités globales mesurées/calculées et prédites pour le collecteur de MicroSol-R en régime permanent

Les résultats concordent plutôt bien sur toute la gamme de température testée, avec une différence maximale de 0,03 au niveau de l'efficacité, ce qui correspond à 1 °C ou 1,9 kW (erreur relative de 8,8 %).

### III.1.2.3.3. Comparaison en régime dynamique stable

Dans cette étude, le test dynamique décrit un essai avec une température d'entrée et/ou un débit d'entrée variant avec le temps. Un premier test dynamique est présenté ci-dessous. Il a été effectué pour un jour très ensoleillé, sans brusques variations des conditions expérimentales : le débit massique était quasiment constant (1,05 kg.s<sup>-1</sup>) et la température d'entrée a augmenté graduellement durant tout le test. Les conditions expérimentales du test sont données en Figure 98. Le nombre de Reynolds a varié entre 10000 et 30000 durant ce test.

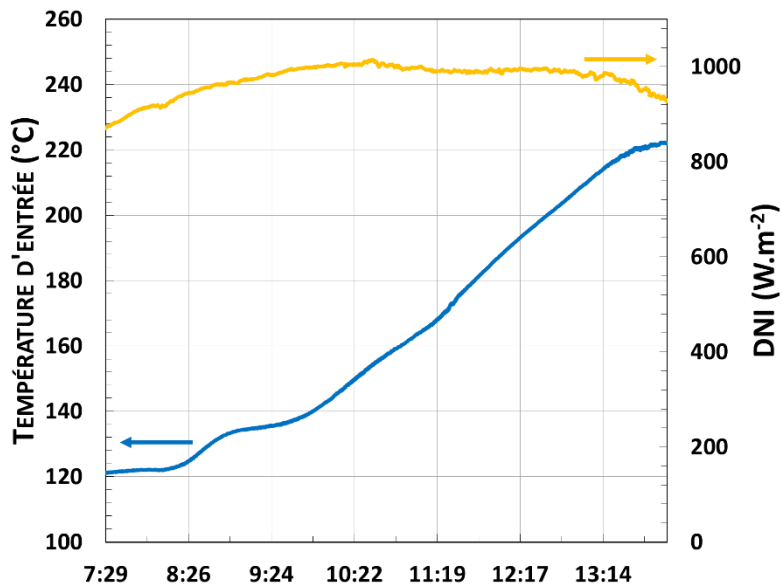


Figure 98 : DNI et température d'entrée du fluide pour le test dynamique en conditions stables

Après 14 h (UTC+0), le DNI chute brusquement à cause de nuages qui ont entraîné l'arrêt du test. Les conditions expérimentales ont été utilisées comme entrées du modèle : les valeurs de température d'entrée, de débit, de DNI et de température ambiante ont été mises à jour à chaque paire de secondes simulées, grâce aux mesures expérimentales. Les températures de sortie obtenues sont illustrées en Figure 99.

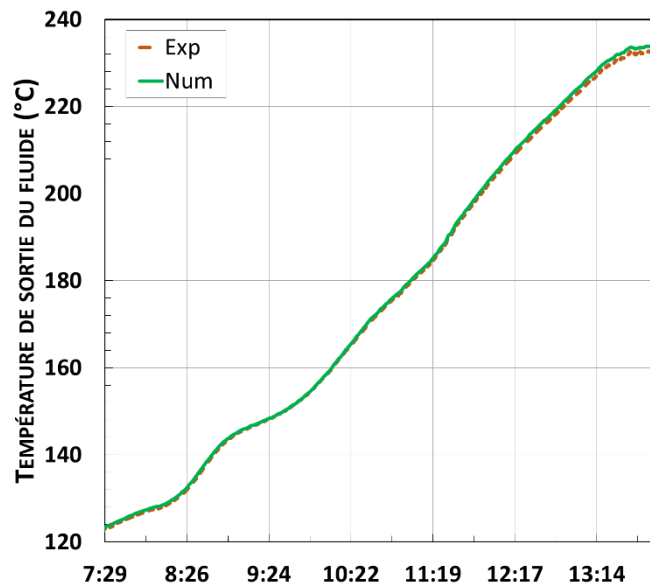
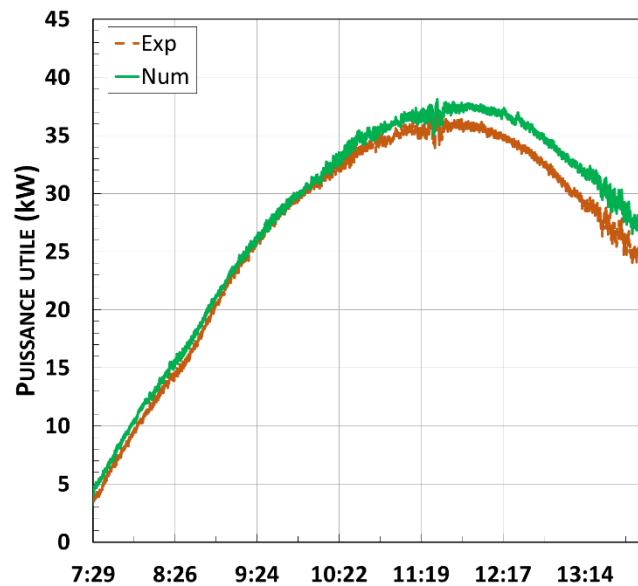


Figure 99 : Température de sortie durant le test dynamique en conditions stables – comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux

Les deux courbes sont très proches, avec une différence maximale de 1,4 °C. Toutefois, puisqu'une légère différence de température peut signifier une forte différence de puissance, cette dernière est également utilisée comme outil de comparaison, en Figure 100. L'accord entre les résultats est acceptable, avec une différence maximale de 3,0 kW (11,5 %) et une déviation standard de 0,82 kW.



**Figure 100 : Puissance utile transmise au fluide durant le test dynamique en conditions stables – comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux**

Durant l’après-midi, les résultats numériques dévient davantage des résultats expérimentaux en raison de deux facteurs :

- les efficacités optiques expérimentales dépendent de l’azimut du soleil en raison de défauts structurels des bras supportant les tubes. Deux angles d’incidence identique mais avec une hauteur solaire différente entraînent donc deux efficacités optiques différentes (ce qui ne serait pas le cas avec des supports robustes) ;
- les prédictions de pertes du modèle pour les hautes températures sont inférieures aux pertes réelles.

À noter que la température de sortie du fluide a continué d’augmenter alors que la puissance diminuait. Ceci est dû au fait que la température d’entrée augmentait également.

#### **III.1.2.3.4. Comparaison en régime dynamique instable**

Un autre test en régime dynamique a été effectué, avec des variations beaucoup plus importantes d’ensoleillement et de conditions d’entrée. Ces conditions sont données dans la Figure 101. Le débit massique a démarré à une valeur relativement faible mais le fluide était suffisamment chaud pour qu’il n’y ait pas de problèmes de torsion des tubes récepteurs. Le débit massique a ensuite varié car différents éléments ont été successivement connectés au champ solaire (thermocline, générateur de vapeur, etc.) et ont ainsi engendré différentes pertes de charge.

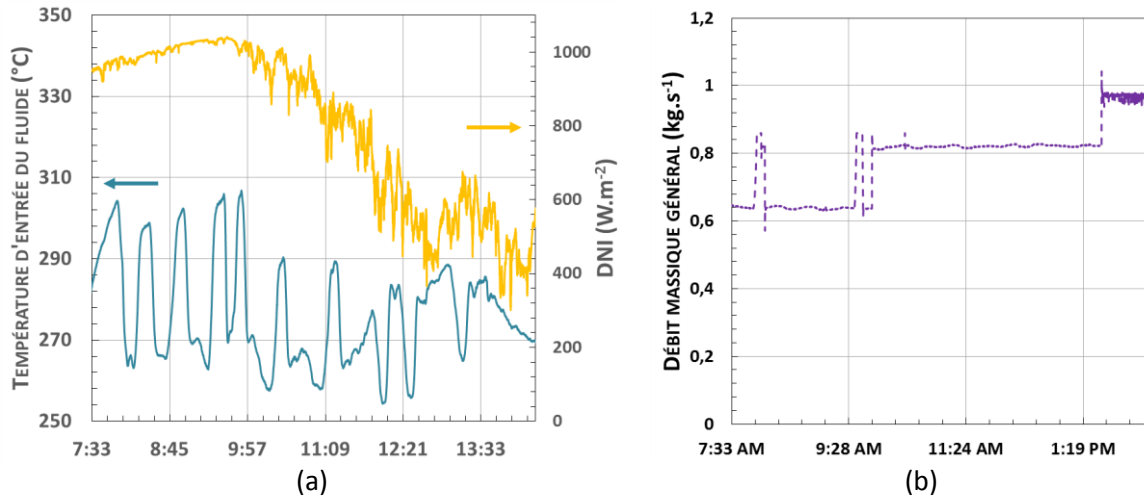


Figure 101 : Variations du DNI et de la température d'entrée du fluide (a), ainsi que du débit (b) durant la journée de test avec instabilités

Les températures et les puissances expérimentales et numériques sont respectivement données en Figure 102 et Figure 103.

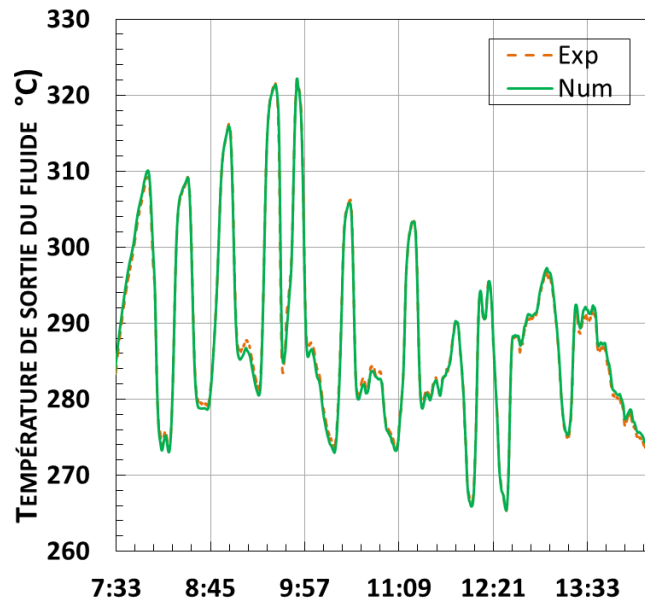
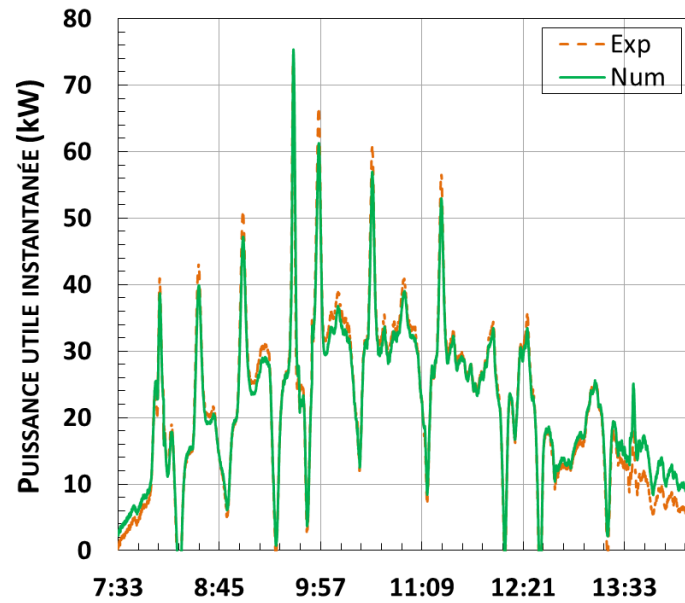


Figure 102 : Température de sortie durant le test dynamique en conditions variables – comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux





*Figure 103 : Puissance utile transmise au fluide durant le test dynamique en conditions variables – comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux*

Puisque le collecteur a fonctionné en permanence en régime transitoire, la puissance instantanée calculée n'a pas de valeur concrète et a même dépassé la puissance maximale théorique collectée par le collecteur. La comparaison de ces deux paramètres reste néanmoins possible et pertinente. Évidemment, la puissance réelle transmise au fluide est une moyenne de cette valeur fortement variable.

Le modèle a été capable de prédire avec une bonne précision les performances thermiques du récepteur dans des conditions extrêmes, avec une déviation standard de 2,1 kW, une différence de température maximale de 3,7 °C et une différence maximale de puissance de 7,3 kW (12 %)

En conclusion, l'inertie thermique du modèle semble similaire à celle de l'équipement réel. Le modèle est capable de réagir à des conditions extrêmes, avec la même dynamique (ou le même temps de réponse) et le même comportement que le récepteur réel. Un modèle plus simple n'aurait pas permis une telle robustesse.

### III.1.3. Conclusion partielle

Un modèle thermique unidimensionnel a été développé dans cette partie, dans le but de prédire les performances de n'importe quelle ligne de collecteur cylindro-parabolique. Il décrit le comportement thermique du fluide, du tube absorbeur, et de l'enveloppe de verre, en considérant un flux solaire uniforme.

Ce modèle en une dimension a d'abord été comparé à deux jeux de résultats expérimentaux issus de la littérature scientifique, provenant de deux lignes de collecteurs avec des tailles distinctes. Les résultats numériques furent en bonne concordance avec les résultats expérimentaux. L'efficacité globale a été utilisée comme critère de comparaison car une légère variation de température peut mener à de fortes variations de puissances et d'efficacité.

Puis les résultats du modèle ont été comparés à ceux provenant des collecteurs du laboratoire PROMES-CNRS. Ce collecteur a tout d'abord été qualifié thermiquement et optiquement, grâce à des tests sans soleil et avec soleil, respectivement. Cela a permis de déterminer ses performances optiques pour n'importe quel angle d'incidence. Les efficacités optiques calculées ont donc été mises en entrée du modèle, et les résultats expérimentaux et numériques ont une fois de plus été en bonne concordance.

Enfin, deux situations dynamiques ont été expérimentées, la première durant une journée claire avec de faibles variations, et la seconde durant un jour avec de fortes instabilités (grandes variations de température d'entrée et de DNI, variations ponctuelles de débit). Durant ces tests en conditions variables, des variations rapides de température de sortie et de puissance utile ont été expérimentalement observées. Le modèle a été capable de reproduire ces importantes fluctuations avec précision (< 12 % d'erreur sur la puissance transmise au fluide). Cela signifie que l'inertie numérique du modèle est similaire à celle de l'équipement réel, et que donc le modèle est relativement robuste.

Dès lors que les performances des collecteurs cylindro-paraboliques ont été analysées et que le modèle a été validé, il est nécessaire de développer un outil de prédiction du comportement de l'autre élément de la centrale connecté à la cuve de stockage de type thermocline : le générateur de vapeur. L'objectif à terme serait de pouvoir modéliser un groupe de puissance de centrale solaire thermodynamique.

## III.2. Générateur de vapeur

La dernière étape de la présente modélisation de la centrale MicroSol-R concerne le générateur de vapeur. L'objectif ici est de pouvoir modéliser son comportement général en un temps le plus court possible. En ce qui concerne la centrale MicroSol-R, c'est davantage la température de sortie de l'huile thermique qui est un paramètre d'intérêt, mais également la pression et la température de sortie de la vapeur d'eau sortant du générateur de vapeur. Le but est donc de développer un modèle capable de prédire l'ensemble de ces grandeurs.

### III.2.1. Généralités et bibliographie

#### III.2.1.1. Modélisation de générateur de vapeur

La plupart des modèles de générateur ont été créés pour l'industrie nucléaire, car ils y sont un sujet très sensible. En effet, à cause des fortes contraintes imposées dans ces gigantesques échangeurs à calandres (pression, température, corrosion), ils constituent une des sources principales d'incidents, sans danger mais coûteux, et doivent régulièrement être remplacés. L'objectif est alors de déterminer les zones les plus sensibles, et les études font donc appel à des modèles très précis, mais coûteux en ressources et en temps de calcul. Des codes de calcul très poussés ont donc été développés, tels que RELAP [136], RETRAN [137], ATHOS3 [138], ou PORTHOS [139]. Une liste détaillée de beaucoup de ces études est donnée par Lu *et al.* [140] ou par Singhal *et al.* [141].

Les générateurs de vapeur sont de toute façon des systèmes complexes, car le changement de phase entraîne des variations brusques des propriétés de l'eau (notamment la densité). En conséquence, de nombreuses instabilités numériques (et même expérimentales) peuvent survenir. Les modèles physiques simplifiés et efficaces ne semblent pas être référencés dans la littérature.

L'objectif étant ici de développer un modèle rapide en temps de calcul, intégrable dans une structure plus large, les codes de calcul développés pour l'industrie nucléaire n'étaient pas adaptés. Ne restait alors que l'utilisation d'une méthode empirique ou semi-empirique. Le choix de l'utilisation des modèles dits à systèmes équivalents de Gibbs [142] a donc été fait ici, car ces derniers pourraient être capables de donner un comportement général réaliste de nombre d'équipements, en régime dynamique.

Le concept de système équivalent de Gibbs a initialement été développé dans l'objectif d'effectuer une analyse par le second principe de la thermodynamique (ou analyse exergetique) de différents procédés de production de froid [142, 143].

Le problème était alors que les modèles semi-empiriques classiques (résolution d'un système d'équations différentielles ordinaires portant sur les variables intensives que sont la température et la pression) induisaient des erreurs importantes sur l'estimation de la production d'entropie des différents éléments constituant le procédé, et parfois même, une production d'entropie négative pour certains pas de temps. Le système numérique n'étant plus dissipatif dans ce cas, d'importantes instabilités numériques pouvaient alors apparaître, nécessitant de réduire le pas de temps d'intégration et impliquant donc une augmentation significative du temps de calcul. De plus, les erreurs observées sur l'estimation de la production d'entropie interdisaient toute analyse par le second principe.

Les modèles équivalents de Gibbs ont depuis été étendus pour étudier et optimiser plusieurs procédés innovants : production d'hydrogène par voie solaire [144], procédés pour la conversion [145] ou le stockage intersaisonné d'énergie solaire [146], procédés pour la conversion de l'énergie

thermique des océans (OTEC) [147, 148, 149], etc. Les différents auteurs de ces études mettent en avant la stabilité et la robustesse d'un tel modèle, permettant des temps de calcul acceptables, critère important pour l'étude de la conversion de l'énergie solaire, puisqu'il faut, à terme, simuler une année (voire plus [131]) de fonctionnement.

### **III.2.1.2. Les systèmes équivalents de Gibbs**

Les systèmes équivalents de Gibbs résultent de la modélisation d'un réacteur parfaitement agité, concept communément utilisé en génie chimique, dans le cadre de la thermodynamique des processus irréversibles [150].

Ils sont définis de la façon suivante :

- à l'équilibre thermodynamique, les variables extensives du système équivalent sont égales à celles du système réel ;
- sur un point de dimensionnement (ou de fonctionnement stationnaire connu), les coefficients phénoménologiques sont identifiés de façon à ce qu'il y ait une égalité entre la production d'entropie du système réel et production d'entropie du système équivalent.

Par rapport aux modélisations semi-empiriques classiques, les systèmes équivalents de Gibbs se distinguent sur deux points fondamentaux :

- l'intégration numérique porte sur les variables extensives du système : masse, énergie, entropie, volume, et non sur les variables intensives (température, pression et composition) ;
- les différents flux (débit massique, débit d'évaporation et puissances thermiques) sont estimés à partir des relations phénoménologiques déduites de l'expression de la production d'entropie.

Par construction, le modèle obtenu vérifie intrinsèquement l'équation de Gibbs, d'où son appellation. Il est ainsi consistant au niveau du premier et du second principe de la thermodynamique. Les modèles semi-empiriques classiques se basent sur des coefficients d'échange obtenus à partir de données connues de températures et de débits. Le modèle de Gibbs développé ici se base sur ces mêmes données connues, pour déterminer des coefficients phénoménologiques spécifiques à chaque processus irréversible intervenant dans le composant modélisé.

## III.2.2. Développement d'un modèle de Gibbs

### III.2.2.1. Modèle de générateur de vapeur

Les systèmes équivalents de Gibbs sont basés sur les principes de la thermodynamique des processus irréversibles. Le principe d'un système de Gibbs est de définir un système aux propriétés uniformes et qui est équivalent au système réel en termes de production d'entropie.

Les phénomènes intrinsèques du système ne sont pas modélisés et une simple évaluation macroscopique est effectuée (Figure 104). À l'équilibre, l'énergie interne, les quantités de matières et l'entropie du système de Gibbs sont égales à celles du système réel. Dans tous les autres cas, les deux systèmes doivent conduire à la même création d'entropie.

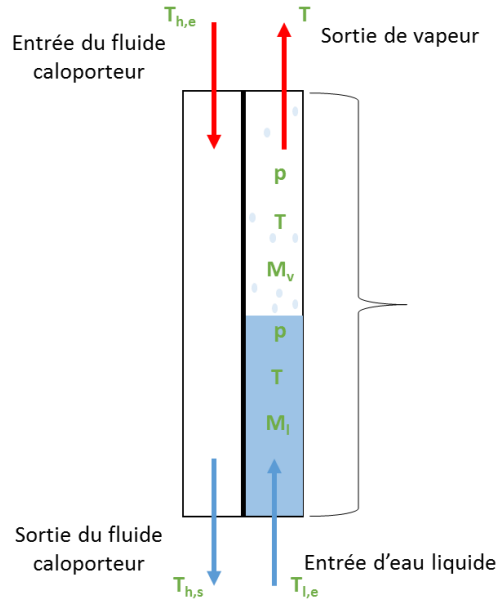


Figure 104 : Schématisation du générateur de vapeur selon les systèmes équivalents de Gibbs

Il est considéré que l'eau liquide entre dans le générateur et que de la vapeur surchauffée en ressort. À contre-courant, un fluide caloporteur, considéré comme un fluide incompressible, entre et ressort refroidi de l'échangeur.

Le système équivalent, supposé homogène en température et en pression, est donc caractérisé par :

- les masses de liquide  $M_l$  et de vapeur  $M_v$  ;
- son énergie interne  $U$  ;
- son entropie  $S$  ;
- son volume interne  $V$ , constant au cours du temps.

L'énergie, l'entropie et le volume interne du système équivalent peuvent être exprimés en fonction des masses de liquide, de vapeur et des parois, et de l'état intensif  $T^*$  et  $p^*$ , température et pression équivalentes du système. Comme seules les masses de liquide et de vapeur varient au cours du temps, l'énergie interne, l'entropie et le volume s'expriment par (de l'Équation 107 à l'Équation 109) :

$$U = U(T^*, p^*, M_l, M_v) \quad \text{Équation 107}$$

$$S = S(T^*, p^*, M_l, M_v) \quad \text{Équation 108}$$

$$V = V(T^*, p^*, M_l, M_v) \quad \text{Équation 109}$$

D'autre part, les bilans transitoires de masse, d'énergie et d'entropie s'écrivent (de l'Équation 110 à l'Équation 113) :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dM_l}{dt} = \dot{m}_{l,e} - \dot{m}_i \quad \text{Équation 110} \\ \frac{dM_v}{dt} = \dot{m}_{v,s} + \dot{m}_i \quad \text{Équation 111} \\ \frac{dU}{dt} = \dot{q}_0 + \dot{m}_{l,e} \cdot h_l + \dot{m}_{v,s} \cdot h_v + \dot{m}_h (h_{h,e} - h_{h,s}) \quad \text{Équation 112} \\ \frac{dS}{dt} = \frac{\dot{q}_0}{T_{amb}} + \dot{m}_{l,e} \cdot s_l + \dot{m}_{v,s} \cdot s_v + \dot{m}_h \cdot (s_{h,e} - s_{h,s}) + \sigma_{irr} \quad \text{Équation 113} \end{array} \right.$$

Le système équivalent étant par définition en équilibre thermique et mécanique (température et pression uniforme, mais déséquilibre physico-chimique possible), l'équation de Gibbs est valide. Pour le générateur de vapeur considéré (Figure 104), elle peut s'écrire sous la forme de l'Équation 114 :

$$dU - T^* \cdot dS + p^* \cdot dV - \mu_l \cdot dM_l - \mu_v \cdot dM_v = 0 \quad \text{Équation 114}$$

En remplaçant chaque terme par leur expression issue des bilans transitoires de masse (Équation 110 et Équation 111), d'énergie (Équation 112) et d'entropie (Équation 113), le système étant indéformable ( $dV=0$ ), on obtient l'Équation 115 :

$$\left[ \dot{q}_0 + \dot{m}_{l,e} \cdot h_l + \dot{m}_{v,s} \cdot h_v + \dot{m}_h \cdot (h_{h,e} - h_{h,s}) - T^* \cdot \left( \frac{\dot{q}_0}{T_{amb}} + \dot{m}_{l,e} \cdot s_l + \dot{m}_{v,s} \cdot s_v + \dot{m}_h \cdot (s_{h,e} - s_{h,s}) + \sigma_{irr} \right) + 0 - \mu_l \cdot \left( \dot{m}_{l,e} - \frac{dM_l}{dt} \right) - \mu_v \cdot \left( \dot{m}_{v,s} + \frac{dM_v}{dt} \right) \right] \cdot dt = 0 \quad \text{Équation 115}$$

Puisque le différentiel de temps  $dt$  est différent de zéro, l'expression explicite de la production d'entropie est obtenue. Après simplification et en considérant un système équivalent aval (les conditions  $T^*$  et  $p^*$  sont égales respectivement à la température et à la pression en sortie du système, cf. [142] pour les détails), l'Équation 116 est obtenue.

$$\sigma_{irr}^* = \dot{q}_0 \cdot \left( \frac{1}{T^*} - \frac{1}{T_{amb}} \right) + \dot{q}_h \cdot \left( \frac{1}{T^*} - \frac{1}{\tilde{T}_h} \right) + \dot{q}_{l \rightarrow v} \cdot \left( \frac{1}{T^*} - \frac{1}{\tilde{T}_e} \right) + \frac{A}{T^*} \cdot \dot{m}_i \quad \text{Équation 116}$$

Les températures équivalentes de l'huile  $\tilde{T}_h$  et de l'eau  $\tilde{T}_e$  sont définies par l'Équation 117 et par l'Équation 118, respectivement.

$$\tilde{T}_h = \frac{h_{h,e} - h_{h,s}}{s_{h,e} - s_{h,s}} \quad \text{Équation 117} \quad \tilde{T}_e = \frac{h_{l,e} - h_{l,s}}{s_{l,e} - s_{l,s}} \quad \text{Équation 118}$$

Les différentes puissances en jeu dans l'Équation 116 sont :

- la puissance échangée avec l'huile  $\dot{q}_h$  ;  $\dot{q}_h = \dot{m}_h \cdot (h_{h,e} - h_{h,s})$  Équation 119

- la puissance de vaporisation  $\dot{q}_{l \rightarrow v}$ .  $\dot{q}_{l \rightarrow v} = \dot{m}_i \cdot (h_v - h_l)$  Équation 120



L'Équation 116 montre que la production d'entropie peut s'écrire sous une forme bilinéaire des flux  $\dot{q}_0$ ,  $\dot{q}_h$ ,  $\dot{q}_{l \rightarrow v}$  et  $\dot{m}_l$ , et des forces motrices associées. Conformément à la thermodynamique des processus irréversibles [150] et en supposant les lois linéaires entre flux et forces, on en déduit les lois phénoménologiques suivantes (de l'Équation 121 à l'Équation 123) :

$$\begin{cases} \dot{q}_0 = L_0 \cdot \left( \frac{1}{T^*} - \frac{1}{T_{amb}} \right) & \text{Équation 121} \\ \dot{q}_h = L_h \cdot \left( \frac{1}{T^*} - \frac{1}{\bar{T}_h} \right) & \text{Équation 122} \\ \dot{m}_l = L_l \cdot \left( \frac{A}{T^*} \right) & \text{Équation 123} \end{cases}$$

Les coefficients  $L_0$ ,  $L_h$  et  $L_l$  sont appelés coefficients phénoménologiques du système. Il faut remarquer ici que l'Équation 114 et l'Équation 116 sont également valables pour le système réel en régime stationnaire, les différentes dérivées temporelles étant alors nulles. Sur un point de dimensionnement stationnaire, on peut alors identifier les coefficients phénoménologiques à partir des flux estimés pour le système réel en régime stationnaire (de l'Équation 124 à l'Équation 126) :

$$\begin{cases} L_0 = \dot{q}_0 \cdot \left( \frac{1}{T^*} - \frac{1}{T_{amb}} \right)^{-1} & \text{Équation 124} \\ L_h = \dot{q}_h \cdot \left( \frac{1}{T^*} - \frac{1}{\bar{T}_h} \right)^{-1} & \text{Équation 125} \\ L_l = \dot{m}_l \cdot \left( \frac{A}{T^*} \right)^{-1} & \text{Équation 126} \end{cases}$$

Le modèle obtenu conduira donc à la même production d'entropie que le système réel sur le point de dimensionnement choisi pour l'identification des coefficients phénoménologiques. Dès lors que les coefficients phénoménologiques sont connus, l'état extensif du système ( $M_l$ ,  $M_v$ ,  $U$ ,  $S$ ) à l'instant  $t+dt$ , peut être déterminé à tout instant  $t$  par intégration du système d'équations suivant (de l'Équation 127 à l'Équation 129) :

$$\begin{cases} \frac{dM_l}{dt} = \dot{m}_{l,e} - \dot{m}_l & \text{Équation 127} \\ \frac{dM_v}{dt} = \dot{m}_{v,s} + \dot{m}_l & \text{Équation 128} \\ \frac{dU}{dt} = \dot{q}_0 + \dot{q}_h + \dot{m}_{v,s} \cdot h_v + \dot{m}_{l,e} \cdot h_e & \text{Équation 129} \end{cases}$$

Connaissant l'état extensif à  $t+dt$ , on cherche alors  $T^*$ ,  $p^*$  satisfaisant les contraintes données par l'Équation 130 et par l'Équation 131.

$$U^{t+dt} = U(T^*, p^*, M_l^{t+dt}, M_v^{t+dt}) \quad \text{Équation 130}$$

$$V = V(T^*, p^*, M_l^{t+dt}, M_v^{t+dt}) \quad \text{Équation 131}$$

La température de sortie de l'huile est quant à elle déterminée d'après le bilan d'énergie en négligeant le terme d'accumulation<sup>1</sup> (Équation 132) :

$$L_h \cdot \left( \frac{1}{T^*} - \frac{1}{\bar{T}_h(T_s)} \right) - \dot{m}_h \cdot (h_{h,e} - h_{h,s}(T_{h,s})) = 0 \quad \text{Équation 132}$$

<sup>1</sup> En fait ce dernier est intégré dans l'estimation de la capacité thermique du système de Gibbs équivalent



La résolution de ces trois dernières équations requiert en général une résolution numérique, plus ou moins complexe suivant les modèles thermodynamiques utilisés pour le calcul des propriétés de fluides. Des hypothèses simplificatrices quant aux propriétés thermodynamiques des fluides permettent toutefois d'obtenir une expression explicite de  $T^*$  et  $p^*$ .

### III.2.2.2. Propriétés thermodynamiques simplifiées

Afin de s'affranchir d'une résolution numérique pour l'estimation de  $T^*$  et  $p^*$  au cours du temps, une équation d'état simplifiée pour l'eau et l'huile est utilisée. L'huile et l'eau liquide sont considérées comme des fluides incompressibles à capacité thermique constante, et l'eau vapeur comme un gaz parfait à capacité thermique constante. Bien que le système soit proche de l'état de saturation, et que l'hypothèse de gaz parfait reste très éloignée de la réalité, Castaing *et al.* [151] ont montré qu'en première approximation, ces hypothèses permettent de rendre compte des performances énergétiques des procédés, et en particulier d'étudier l'impact de la dynamique sur ces performances. L'intérêt ici est qu'elles permettent d'exprimer explicitement  $T^*$  et  $p^*$  en fonction de l'état extensif de système :  $M_l$ ,  $M_v$ ,  $U$  et  $V$ , et ainsi de réduire grandement le temps de calcul.

Avec les hypothèses émises précédemment, les variables d'état intervenant dans le calcul des températures équivalentes et dans celui de l'état extensif du système sont les suivantes (de l'Équation 133 à l'Équation 139) :

- l'enthalpie spécifique de l'huile (Équation 133) ;

$$h_h = h_{ref} + C_h \cdot (T_h - T_{ref}) + v_h \cdot (p_h - p_{ref}) \quad \text{Équation 133}$$

- l'enthalpie spécifique de l'eau liquide (Équation 134) ;

$$h_l = h_{ref} + C_l \cdot (T^* - T_{ref}) + v_l \cdot (p^* - p_{ref}) \quad \text{Équation 134}$$

- l'enthalpie spécifique de la vapeur (Équation 135) ;

$$h_v = h_{ref} + Lv + C_v \cdot (T^* - T_{ref}) \quad \text{Équation 135}$$

- l'entropie spécifique de l'huile (Équation 136) ;

$$s_h = C_h \cdot \ln\left(\frac{T_h}{T_{ref}}\right) \quad \text{Équation 136}$$

- l'entropie spécifique de l'eau liquide (Équation 137) ;

$$s_l = C_l \cdot \ln\left(\frac{T^*}{T_{ref}}\right) \quad \text{Équation 137}$$

- l'entropie spécifique de la vapeur (Équation 138) ;

$$s_v = \frac{Lv}{T_{ref}} + C_v \cdot \ln\left(\frac{T^*}{T_{ref}}\right) - r \cdot \ln\left(\frac{p^*}{p_{ref}}\right) \quad \text{Équation 138}$$

- l'affinité chimique du mélange liquide-gaz (Équation 139).

$$A = \mu_l - \mu_v = (h_l - T^* \cdot s_l) - (h_v - T^* \cdot s_v) \quad \text{Équation 139}$$

L'utilisation de ces modèles simplifiés dans l'Équation 130 et dans l'Équation 131 permet d'obtenir une expression explicite de  $T^*$  et  $p^*$  (Équation 140 et Équation 141) :

$$T^* = T_{ref} + \frac{U - M_l \cdot u_{ref} - M_v \cdot (Lv - r \cdot T_{ref})}{\sum_i M_i \cdot c_{...}} \quad \text{Équation 140}$$

Équation 141

Et seule la détermination de la température de sortie de l'huile nécessite une résolution numérique (Équation 142) :

$$L_h \cdot \left( \frac{1}{T^*} - \frac{\ln\left(\frac{T_{h,e}}{T_{h,s}}\right)}{T_{h,e} - T_{h,s}} \right) - \dot{m}_h \cdot C_h \cdot (T_{h,e} - T_{h,s}) = 0 \quad \text{Équation 142}$$

### III.2.3. Application à la boucle eau de Microsol-R

#### III.2.3.1. Description de la boucle eau de Microsol-R

La centrale MicroSol-R est pourvue d'une boucle eau proche d'un groupe de puissance, mais sans turbine. Cette boucle permet d'extraire la chaleur emmagasinée par l'huile thermique, et sert de circuit primaire à toute charge (système consommant l'énergie) connectée à la centrale (ORC, désalinisateur, etc.).

Le circuit d'eau est constitué d'une bache alimentaire constituant la réserve d'eau, d'une pompe permettant sa circulation et sa mise en pression, d'un générateur de vapeur, d'un système de détente/désurchauffe et d'un condenseur. Un groupe de puissance de type cycle organique de Rankine a également été inséré dans la centrale et peut servir de condenseur supplémentaire au système. De multiples vannes permettent le contrôle et la régulation du système.

Le générateur de vapeur est divisé en trois échangeurs qui ont une fonction bien précise :

- un préchauffeur qui permet de monter l'eau sous pression à sa température d'ébullition ;
- un évaporateur qui permet à l'eau le passage de l'état liquide à l'état gazeux ;
- un surchauffeur qui permet la montée en température de la vapeur et le passage d'un état « humide » avec un possible régime diphasique à un état « sec » ou seule de la vapeur subsiste ;

L'huile traverse évidemment ces échangeurs dans le sens inverse de l'eau : d'abord le surchauffeur, puis l'évaporateur et enfin le préchauffeur. Les échangeurs sont à calandres et sont placés en position verticale (un exemple horizontal à la Figure 105).

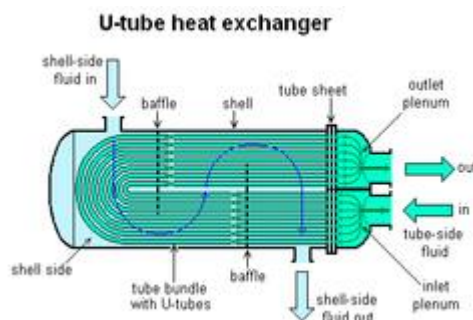


Figure 105 : Un échangeur à calandres en position horizontale (image libre de droits)

Les trois étapes de production de la vapeur ont été séparées en trois échangeurs, pour des raisons de facilité d'étude et pour des raisons de compacité du système. Cependant, un seul échangeur de grande taille aurait pu être utilisé. Il est donc possible que les étapes ne soient pas exactement situées dans chaque échangeur dédié.

Un synoptique du circuit vapeur est proposé à la Figure 106. Une photographie est montrée à la Figure 107. Chaque élément important pour cette étude est ensuite détaillé dans un paragraphe dédié.

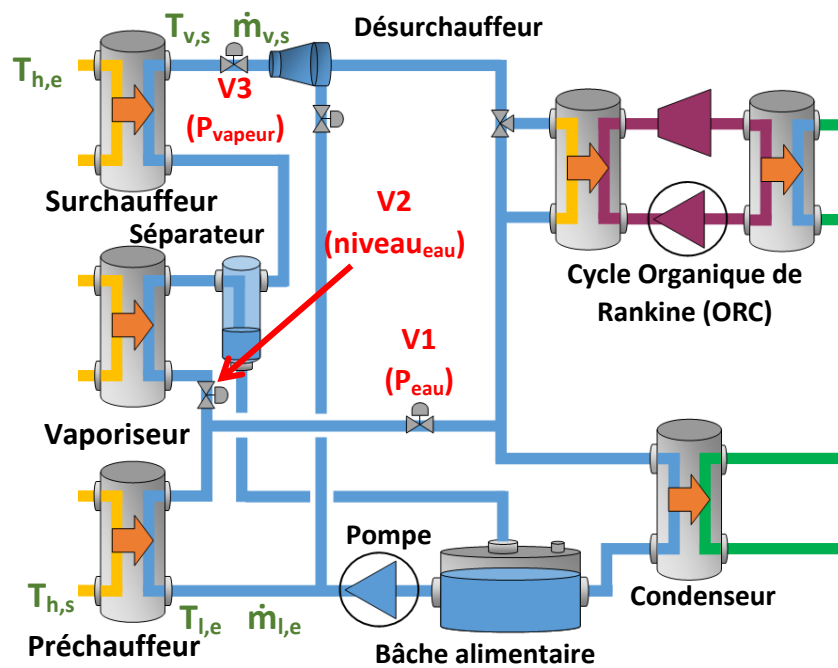


Figure 106 : Synoptique de la boucle eau/vapeur de la centrale MicroSol-R

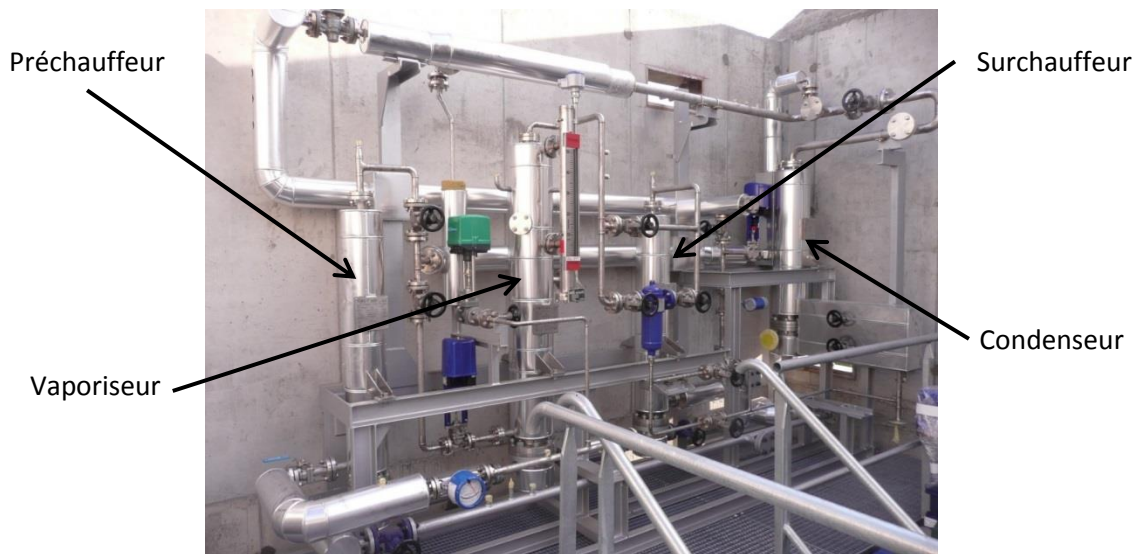


Figure 107 : Photographie de la boucle eau/vapeur de la centrale MicroSol-R

### **III.2.3.1.1. Le préchauffeur**

Le préchauffeur est alimenté en eau froide grâce à la pompe. Il est uniquement censé réchauffer l'eau jusqu'au point d'ébullition, mais de la vapeur peut très bien s'y former (selon les conditions expérimentales imposées). L'eau sortant du préchauffeur peut être renvoyée directement au condenseur, ou alors être envoyée dans le vaporiseur. La proportion d'eau allant dans chacun de ces circuits est contrôlée par deux vannes :

- la première vanne (V1) est contrôlée pour réguler la pression dans le circuit du préchauffeur ;
- la seconde vanne (V2) possède une ouverture qui peut être contrôlée en fonction du niveau d'eau que l'on souhaite avoir dans le vaporiseur ;

Chaque vanne peut évidemment être utilisée en mode automatique (régulation) ou en mode manuel avec choix de l'ouverture.

### **III.2.3.1.2. Le vaporiseur**

L'eau entrant dans le vaporiseur est transformée en vapeur saturée. Le titre vapeur ne peut être contrôlé, et un séparateur permet de renvoyer dans la bêche alimentaire un éventuel volume d'eau liquide qui aurait été entraîné ou qui n'aurait pas changé d'état. En pratique, ce séparateur a été fermé dans le but d'avoir une conservation de la masse d'eau traversant les échangeurs (mais également car son efficacité était minime). Puisque le niveau d'eau dans le vaporiseur est connu, il est en théorie possible de savoir si toute l'eau sortant de l'échangeur a été vaporisée. Cependant, le niveau du vaporiseur est d'une part placé sur la moitié supérieure de l'échangeur, et d'autre part ne semble pas très précis (il est possible que le niveau sépare une zone liquide d'une zone diphasique et que la zone vapeur soit en aval).

### **III.2.3.1.3. Le surchauffeur**

La vapeur saturée sortant du vaporiseur entre dans le surchauffeur, où elle passe d'un état humide à l'état de vapeur sèche, cette dernière ayant une température supérieure à la température de vaporisation. La vapeur surchauffée est ensuite extraite du générateur de vapeur en passant par une vanne (V3) permettant de réguler sa pression. Cette vanne en mode automatique peut donc se fermer ou s'ouvrir pour maintenir la vapeur produite à une pression désirée, allant jusqu'à 15 bars.

### **III.2.3.1.4. Le désurchauffeur**

Dans un cycle réel avec production d'électricité, une turbine suit le système de génération de vapeur. La turbine permet de récupérer l'énergie contenue dans la vapeur haute pression afin d'alimenter une génératrice. Dans l'équipement de MicroSol-R, il n'y a pas de turbine et la vapeur haute pression est transformée en vapeur basse pression par une simple mise en contact avec l'atmosphère lors de sa traversée de la vanne V3. En effet, le reste du circuit n'est plus isolé de la bêche alimentaire par d'autres vannes. La pression dans tous ces tuyaux est donc, aux pertes de charge près, la pression atmosphérique, car la bêche alimentaire n'est pas pressurisée.

Toutefois, puisque l'énergie contenue dans la vapeur n'est pas utilisée, un désurchauffeur a été installé. Il consiste en un système d'injection d'eau froide dans la vapeur chaude, dans le but de réduire sa température et de supprimer la surchauffe. La vanne d'injection peut être contrôlée pour réguler la température de sortie du désurchauffeur. Notons toutefois que l'énergie est dégradée par ce système (baisse de la température) mais elle n'est toujours pas extraite ou utilisée.

### **III.2.3.1.5. Le condenseur et le cycle organique de Rankine**

La vapeur entrant dans le condenseur est refroidie par de l'eau glycolée circulant à contre-courant de cette dernière. L'eau glycolée est elle-même refroidie par des aérothermes situés à l'extérieur du local technique.

L'évaporateur du cycle organique de Rankine a été placé en amont du condenseur, afin de récupérer l'énergie nécessaire à son fonctionnement. S'il est utilisé, la vapeur passe en premier lieu dans cet échangeur, puis dans le condenseur. S'il n'est pas utilisé, une vanne trois voies permet d'éviter au fluide de passer dans son échangeur à plaques.

### **III.2.3.1.6. Métrologie**

La boucle eau est pourvue de capteurs de pression et de température de mêmes types que ceux utilisés pour la boucle huile. Ces capteurs sont placés en amont et en aval de chaque élément du système. À noter que le capteur de température mesurant celle de la vapeur en sortie de surchauffeur est situé à environ 5 mètres de tuyauterie en aval de l'échangeur. Durant son trajet depuis l'échangeur jusqu'au capteur, le fluide subit donc des pertes thermiques non-négligeables (isolation de 5 cm de laine de roche insuffisante).

Deux débitmètres ont été installés de façon à connaître le débit d'eau liquide partant de la pompe et le débit de vapeur sortant du surchauffeur. Cependant, le premier débitmètre est inutilisable car sa mesure maximale possible est inférieure aux débits généralement rencontrés lors des expérimentations. Le débitmètre vapeur ne fonctionne quant à lui que si le régime est parfaitement monophasique. Il n'y a donc aucune mesure fiable de débit si la vapeur n'est pas surchauffée. Même dans les bonnes conditions, sa précision semble faible, avec une erreur estimée à partir de bilans de puissance allant de 10 % à 20 %.

### **III.2.3.1.7. Fonctionnements**

Le fonctionnement de base de la boucle vapeur est :

- une circulation permanente d'eau liquide dans le préchauffeur, le condenseur et la bêche alimentaire ;
- une alimentation continue ou discontinue du vaporiseur pour maintenir un niveau d'eau constant en son sein ;
- un échappement continu ou discontinu du surchauffeur pour maintenir une pression constante (pression de consigne).

Cependant, ce système est plutôt instable, et difficile à gérer : il est ardu de contrôler une puissance absorbée spécifique dans ce mode.

Une alternative de fonctionnement est de fermer la vanne de régulation de la pression d'eau liquide (V1), et d'avoir une ouverture totale et permanente de la vanne d'injection dans le vaporiseur (V2). Un débit identique dans tous les échangeurs est alors obtenu et le système est plus simple à gérer.

Cependant, ce type de fonctionnement est également instable : la zone de vaporisation se déplace du vaporiseur au surchauffeur, et les variations de pression entraînent des variations de débit ; la pompe semble ne pas être assez puissante pour pousser la vapeur pressurisée. Ces problèmes de variations importantes du débit pendant la vaporisation sont connus sous le nom d'instabilités de Ledinegg [152]. La solution la plus efficace consiste à fermer de façon quasi-totale la vanne d'injection de l'eau en entrée du vaporiseur (V2). Une perte de charge très importante entre l'amont et l'aval de ladite vanne est créée, le flux d'eau est forcé dans un unique sens, car la pression en amont est alors toujours plus importante que la pression en aval.

### III.2.3.1.8. Commentaire général

Le fonctionnement d'un générateur de vapeur ou d'un groupe de puissance est complexe. Celui du système implanté à MicroSol-R l'est d'avantage, car il manque des organes de mesure fiables, des organes de régulation efficaces, et une expérience des utilisateurs en matière de génération de vapeur. De plus, le système endure de nombreuses pertes thermiques dans les tuyauteries de connexion qui sont loin d'être négligeables compte tenu des faibles débits et des faibles puissances échangées (la puissance échangée varie entre 40 kW et 150 kW environ).

### III.2.3.2. Application du modèle

Le modèle de Gibbs a été appliqué à des journées d'expérimentation de la centrale MicroSol-R. Le modèle a tout d'abord été adapté au système à partir d'un point de fonctionnement connu, puis les résultats numériques ont été comparés aux résultats expérimentaux sur une période avec des données d'entrée (températures et débits) variables.

#### III.2.3.2.1. Calibration du modèle

La détermination des coefficients phénoménologiques a été effectuée à partir des données expérimentales d'une première journée, à un instant où ces dernières étaient relativement constantes. Les conditions de l'adaptation du modèle de Gibbs, ainsi que les valeurs des coefficients phénoménologiques associés, sont données dans le Tableau 23 et dans la Figure 108.

Dénomination	Valeur
Température d'entrée de l'huile	296,5 °C
Débit de l'huile	0,52 kg.s <sup>-1</sup>
Température de sortie de l'huile	250 °C
Pression d'entrée de l'eau	6 bars
Pression de sortie de la vapeur	6 bars
Température d'entrée de l'eau	66,6 °C
Température de sortie de la vapeur	268,5 °C
Enthalpie spécifique de référence	0 J.kg <sup>-1</sup>
Coefficient phénoménologique associé à l'huile L <sub>h</sub>	3,9·10 <sup>7</sup> W.K
Coefficient phénoménologique associé aux pertes L <sub>0</sub>	7,4·10 <sup>6</sup> W.K
Coefficient phénoménologique associé au mélange liquide-vapeur L <sub>i</sub>	2,1·10 <sup>-5</sup> kg <sup>2</sup> .K <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup>

*Tableau 23 : Données de calibration du modèle à partir de la première journée étudiée*

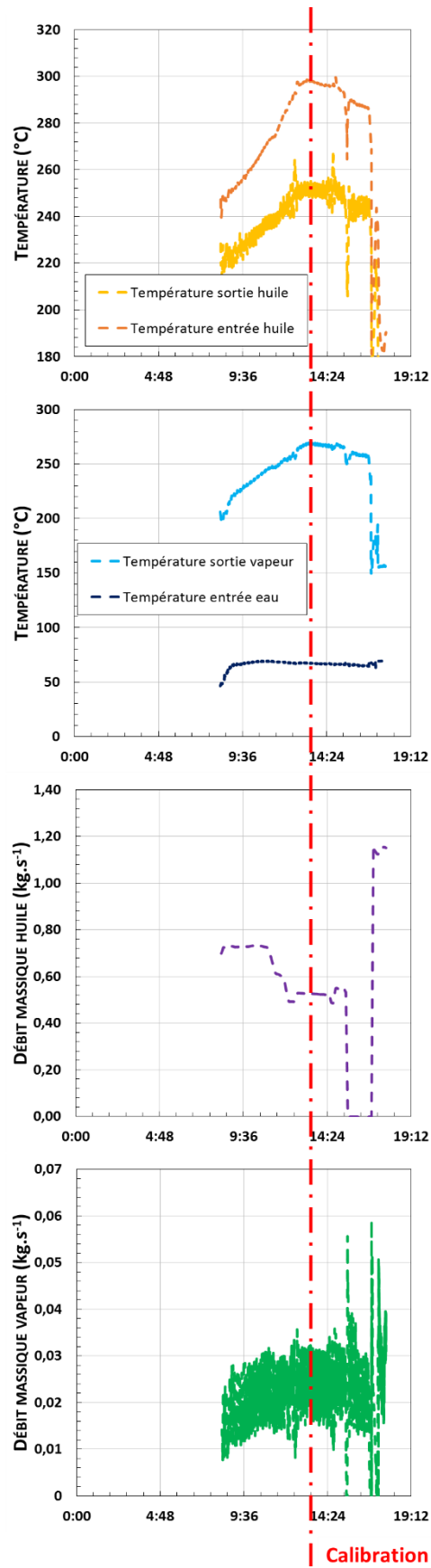


Figure 108 : Données de la journée de calibration du modèle du générateur de vapeur, et visualisation du moment utilisé pour cette dernière

### III.2.3.2.2. Résultats pour le point de fonctionnement utilisé pour adapter le modèle au système (conditions d'entrée constantes)

La première étape de cette étude est d'observer le comportement du modèle lorsque les conditions utilisées pour la calibration sont utilisées en entrée. En partant d'un état d'équilibre aux conditions de références ( $T_{ref} = 100\text{ °C}$ ,  $P = 1\text{ bar}$ ), l'évolution des différentes grandeurs de sortie en fonction du temps peut être observée.

La Figure 109-a représente la température de Gibbs, la pression de Gibbs et la température de sortie de l'huile en fonction du temps, pour cette simulation. Ces trois valeurs augmentent rapidement jusqu'à atteindre un régime permanent. La Figure 109-b représente l'entropie du système et la production d'entropie en fonction du temps. Le système produit en permanence de l'entropie, mais cette production devient constante lorsque le système est à l'équilibre. En conséquence, l'entropie totale augmente d'abord rapidement, puis à vitesse constante.

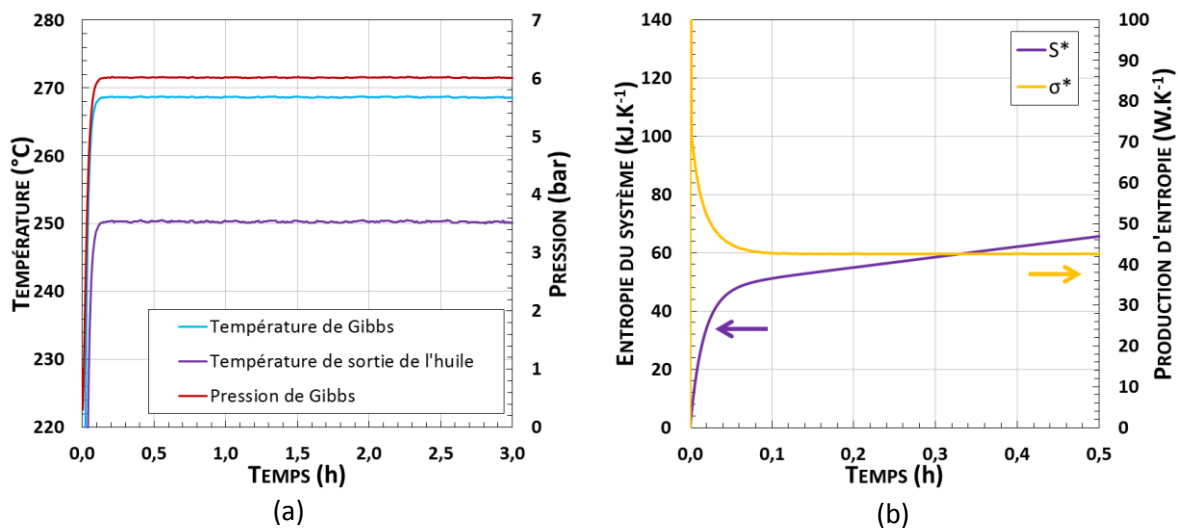


Figure 109 : Résultats obtenus avec le modèle en régime statique

La température de Gibbs atteinte en fin de simulation est de 268,53 °C, la pression de 6 bars et la température de sortie de l'huile de 250,05 °C. Le modèle est donc consistant, puisque les différences dues aux erreurs numériques ne se voient qu'à la deuxième décimale des valeurs de température obtenues.



### III.2.3.2.3. Résultats pour la journée du point de fonctionnement utilisé pour adapter le modèle au système

Le point de fonctionnement utilisé pour adapter le modèle au système provient d'une journée d'expérimentation complète. Il est donc intéressant de confronter les résultats numériques obtenus avec les résultats expérimentaux de ladite journée. L'objectif est d'observer le comportement du modèle en régime hautement dynamique, dans des conditions proches du point de fonctionnement utilisé. Les quatre données d'entrée (températures d'entrée et débits de l'eau et de l'huile) durant ce test de 3 heures sont données dans la Figure 110.

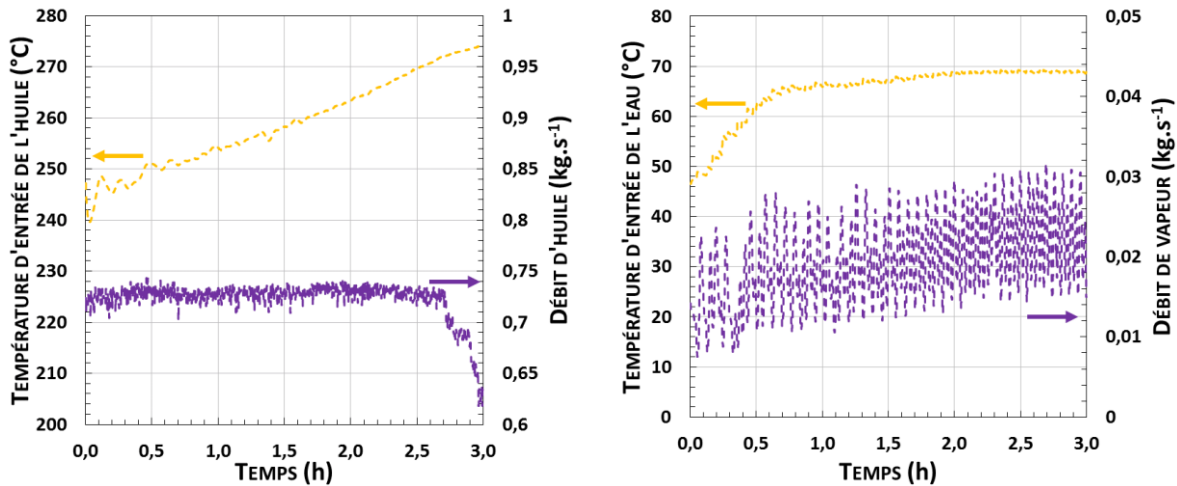


Figure 110 : Données d'entrée de la première journée simulée avec le modèle du générateur de vapeur

Il faut toutefois rappeler que le débit de vapeur mesuré en sortie du surchauffeur possède une précision insuffisante. Par exemple sur la Figure 111-a, le calcul de la puissance transmise à l'eau à partir du débit expérimental amène à une valeur supérieure à la puissance cédée par l'huile, ce qui est physiquement impossible. Dans le but de comprendre l'effet de cette erreur, le débit de vapeur a été modifié de manière à ce que la puissance transmise à l'eau soit égale à 95 % de celle cédée par l'huile (5 % de pertes estimées), comme le montre la Figure 111-b.

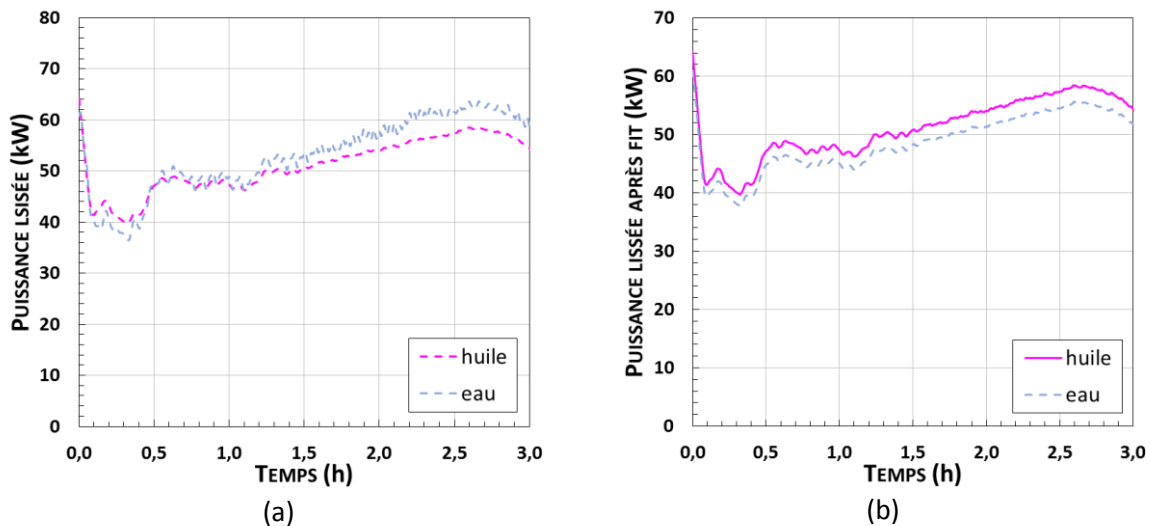


Figure 111 : Puissances expérimentales calculées de chaque côté de l'échangeur (a) et ajustement de la puissance côté eau (b)

Les résultats obtenus avant et après modification du débit sont respectivement donnés dans la Figure 112-a et dans la Figure 112-b.

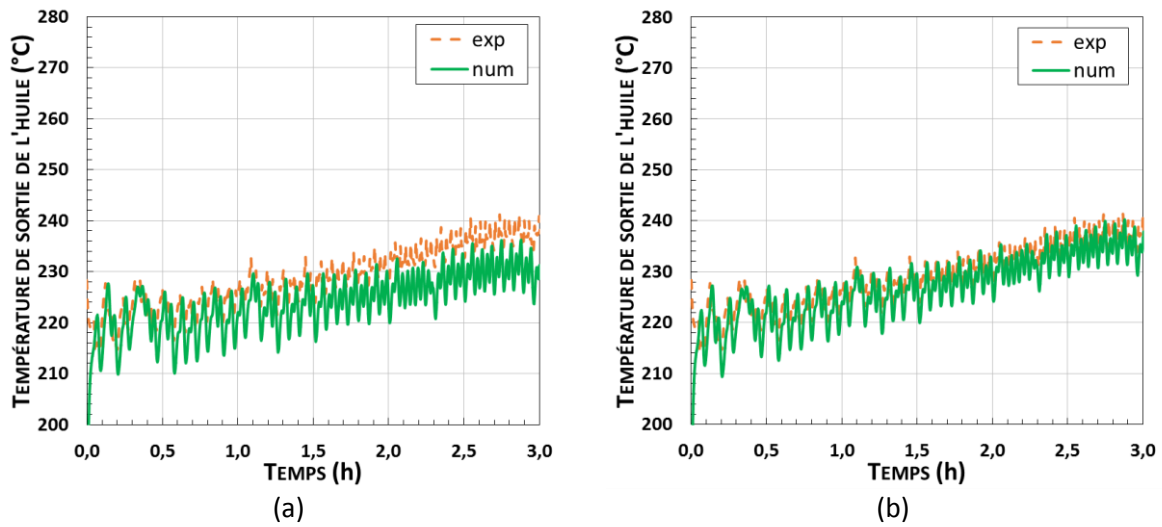
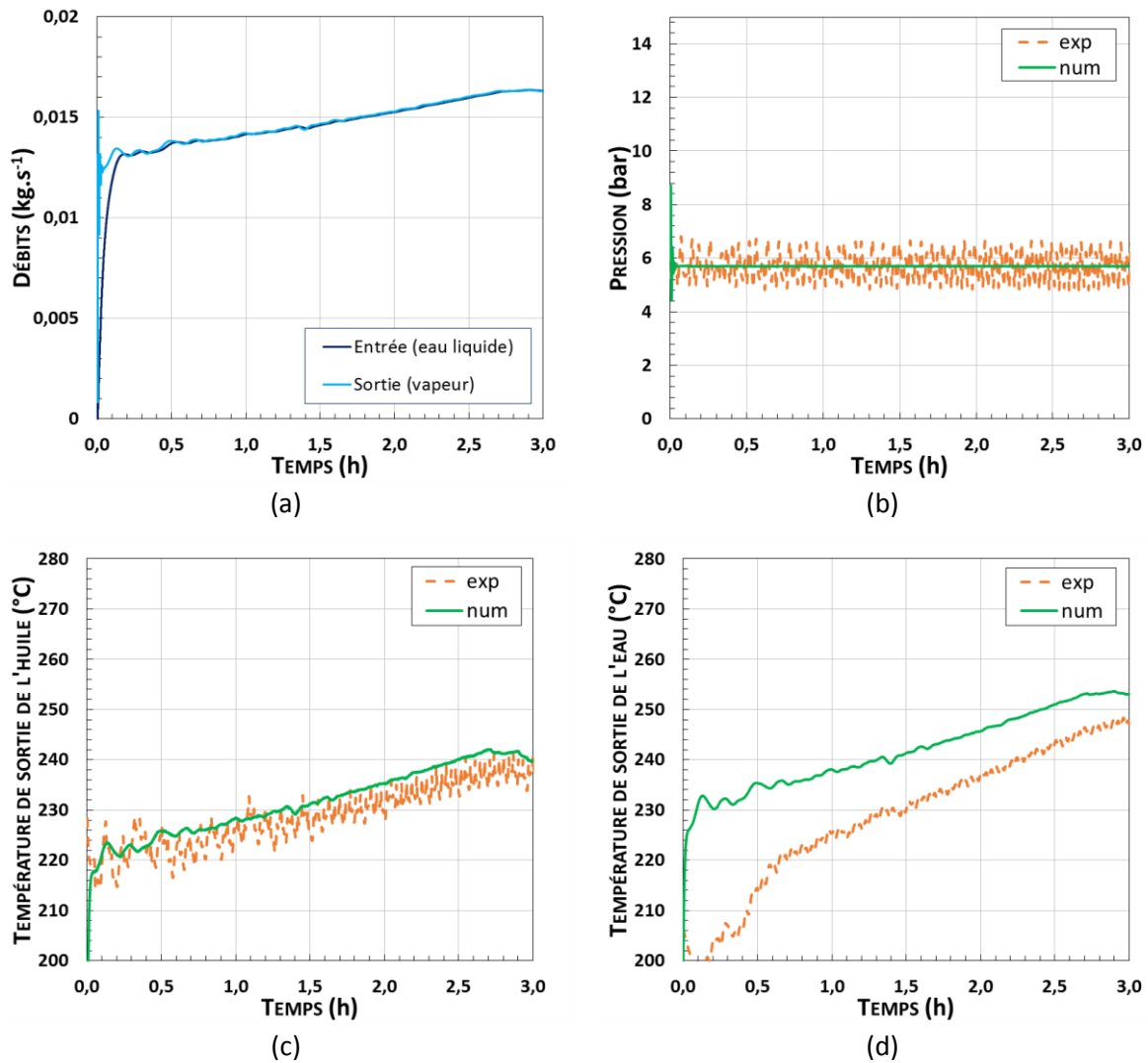


Figure 112 : Températures de sortie de l’huile obtenues avant (a) et après modification du débit d’eau (b)

Utiliser un débit « physiquement possible » mène donc à une prédiction de la température de sortie de l’huile plus proche de la valeur expérimentale. Le débit mesuré ne peut être utilisé comme entrée du modèle car il introduit des erreurs non-négligeables. Le débit modifié ne peut pas non plus être employée car on forcerait alors les résultats à converger vers les valeurs désirées, ce qui constitue un biais. Deux contrôleurs P.I.D. (Proportionnel-Intégral-Dérivée) numériques ont donc été testés pour déterminer un débit d’eau en entrée et un débit de vapeur en sortie du générateur de vapeur. Le premier P.I.D., régulant le débit d’eau en entrée du générateur, est donc commandé en fonction du niveau dans le générateur de vapeur, qui doit rester constant (la consigne est ici une fraction volumique d’eau liquide de 20 %). Le second P.I.D. est commandé sur la pression de sortie (la consigne est ici de 5,9 bars). Le modèle est ainsi plus complexe, mais aussi davantage versatile. De plus, des débits en entrée différents des débits en sortie peuvent être obtenus, ce qui est le cas dans le générateur réel, dans lequel le fluide est compressible. Les résultats obtenus et concernant les deux débits, la pression dans le générateur, la température de sortie de l’huile et la température de sortie de la vapeur sont respectivement donnés de la Figure 113-a à la Figure 113-d.



**Figure 113 : Résultats expérimentaux et comparaison aux résultats numériques obtenus avec l'utilisation d'un contrôleur P.I.D. numérique pour les débits d'eau entrant et sortant**

Les deux débits démarrent à des valeurs différentes, mais deviennent rapidement semblables (Figure 113-a), avec un léger déphasage : le débit d'eau entrant possède un retard sur le débit de vapeur sortant.

La pression déterminée numériquement (Figure 113-b) arrive rapidement à la valeur de consigne et reste stable, ce qui n'est pas le cas de la pression expérimentale. Ceci se justifie puisque de nombreuses instabilités ne sont pas prises en compte par le modèle (vannes, pertes de charge, détail des pertes thermiques, instabilités de Ledinegg, etc.).

La température de sortie de l'huile déterminée par le modèle est quant à elle légèrement supérieure à la courbe expérimentale (Figure 113-c). Il en est déduit que le modèle prédit moins d'échanges thermiques qu'il ne s'en passe en réalité. Cependant, la température de Gibbs calculée par le modèle est inférieure à la température de la vapeur sortant de l'échangeur réel (Figure 113-d). Les pertes thermiques doivent donc être également sous-estimées par le modèle. À noter qu'une variation de température de la vapeur de 20 °C ne représente qu'une puissance de 0,7 kW, soit environ 1,4 % de la puissance échangée. Il est donc difficile de prédire avec exactitude la température de la vapeur en sortie de l'échangeur avec ces débits.

Les résultats concernant les irréversibilités générées et l'entropie du système sont donnés dans les Figures 114-a et 114-b, respectivement pour le cas avec l'utilisation du débit mesuré et le cas avec les débits calculés à partir de contrôleurs P.I.D.

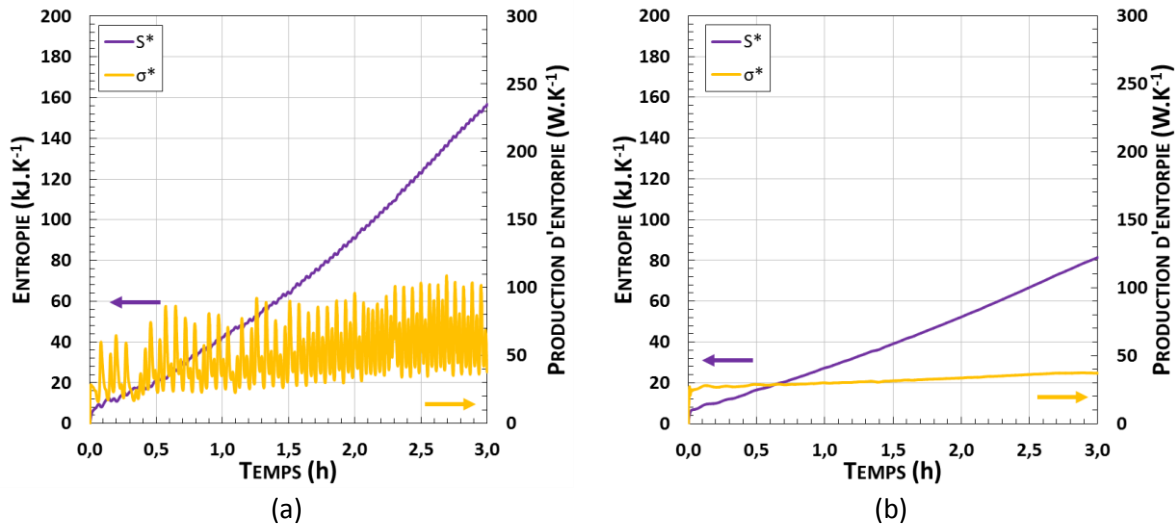


Figure 114 : Entropie du système et production d'entropie prédites par le modèle dans le cas avec le débit réel et avec les débits provenant des contrôleurs P.I.D.

Dans le cas où le débit est très variable, les différentes températures et la pression le sont aussi. En conséquence, les irréversibilités le sont également. Dans le cas où les débits se stabilisent grâce aux contrôleurs P.I.D., la génération d'entropie augmente légèrement avec le temps car aucun régime permanent n'est atteint, mais de façon beaucoup moins importante que dans le premier cas.

### III.2.3.2.4. Simulation d'une seconde journée

Une seconde journée a été simulée avec le modèle de Gibbs précédemment calibré. Les données d'entrée de cette journée sont données à la Figure 115.

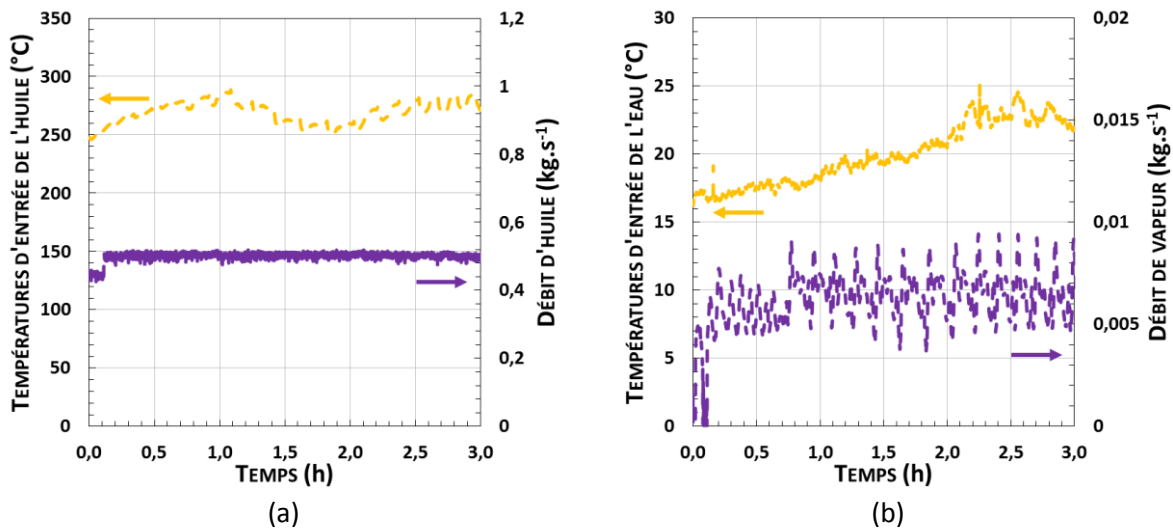


Figure 115 : Données d'entrée de la seconde journée simulée

Les conditions expérimentales de cette seconde journée sont donc relativement différentes des précédentes, avec un débit d'huile moindre mais une température plus élevée, et surtout un débit de vapeur très faible.

### III.2.3.2.4.1. Résultats

Le modèle est comparé aux résultats expérimentaux sur la base de la température de sortie de l'huile et de la pression de vapeur, à la Figure 116.

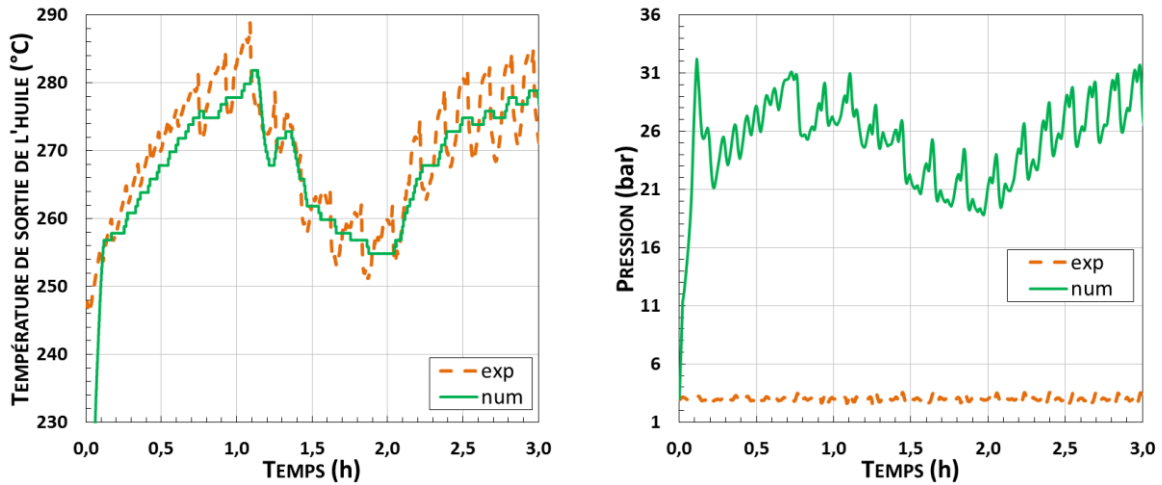


Figure 116 : Résultats obtenus pour la seconde journée avec la première calibration du modèle (utilisation des P.I.D.)

Les courbes représentant la température de sortie de l'huile sont relativement proches. Toutefois, la variation générale de la courbe de la température de sortie est due à celle de la température d'entrée. De plus, le modèle ne prédit pas très bien les plus petites variations dont la fréquence est plus élevée et qui sont dues aux instabilités de production de la vapeur. La température de Gibbs n'a pas été représentée, mais est également très éloignée de la température réelle de sortie de la vapeur (différence d'environ 120 °C). Le modèle calibré sur des résultats de la première journée ne semble donc pas être adapté pour prédire les résultats d'une seconde journée. Une nouvelle calibration semble nécessaire.

### III.2.3.2.4.2. Nouvelle calibration

Puisque le modèle de Gibbs initialement calibré n'est pas capable de prédire les résultats du générateur de vapeur pour une journée trop différente (puissances, pressions, températures), le modèle est de nouveau calibré à partir des résultats expérimentaux de la journée nouvellement testée. Les données de calibration sont définies dans le Tableau 24. Les débits d'eau et de vapeur ont été contrôlés à l'aide des P.I.D. numériques précédemment introduits, car c'est la méthode qui a permis les résultats les plus proches de la réalité.

Dénomination	Valeur
Température d'entrée de l'huile	272 °C
Débit de l'huile	0,48 kg.s <sup>-1</sup>
Température de sortie de l'huile	255 °C
Pression d'entrée de l'eau	3 bars
Pression de sortie de la vapeur	3 bars
Température d'entrée de l'eau	30 °C
Température de sortie de la vapeur	160 °C
Enthalpie spécifique de référence	0 J.kg <sup>-1</sup>
Coefficient phénoménologique associé à l'huile L <sub>h</sub>	4,4·10 <sup>7</sup> W.K
Coefficient phénoménologique associé aux pertes L <sub>0</sub>	3,6·10 <sup>6</sup> W.K
Coefficient phénoménologique associé au mélange liquide-vapeur L <sub>i</sub>	2,1·10 <sup>-5</sup> kg <sup>2</sup> .K <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup>

Tableau 24 : Données de calibration du modèle à partir de la seconde journée étudiée

Les résultats de la Figure 117 sont alors obtenus.

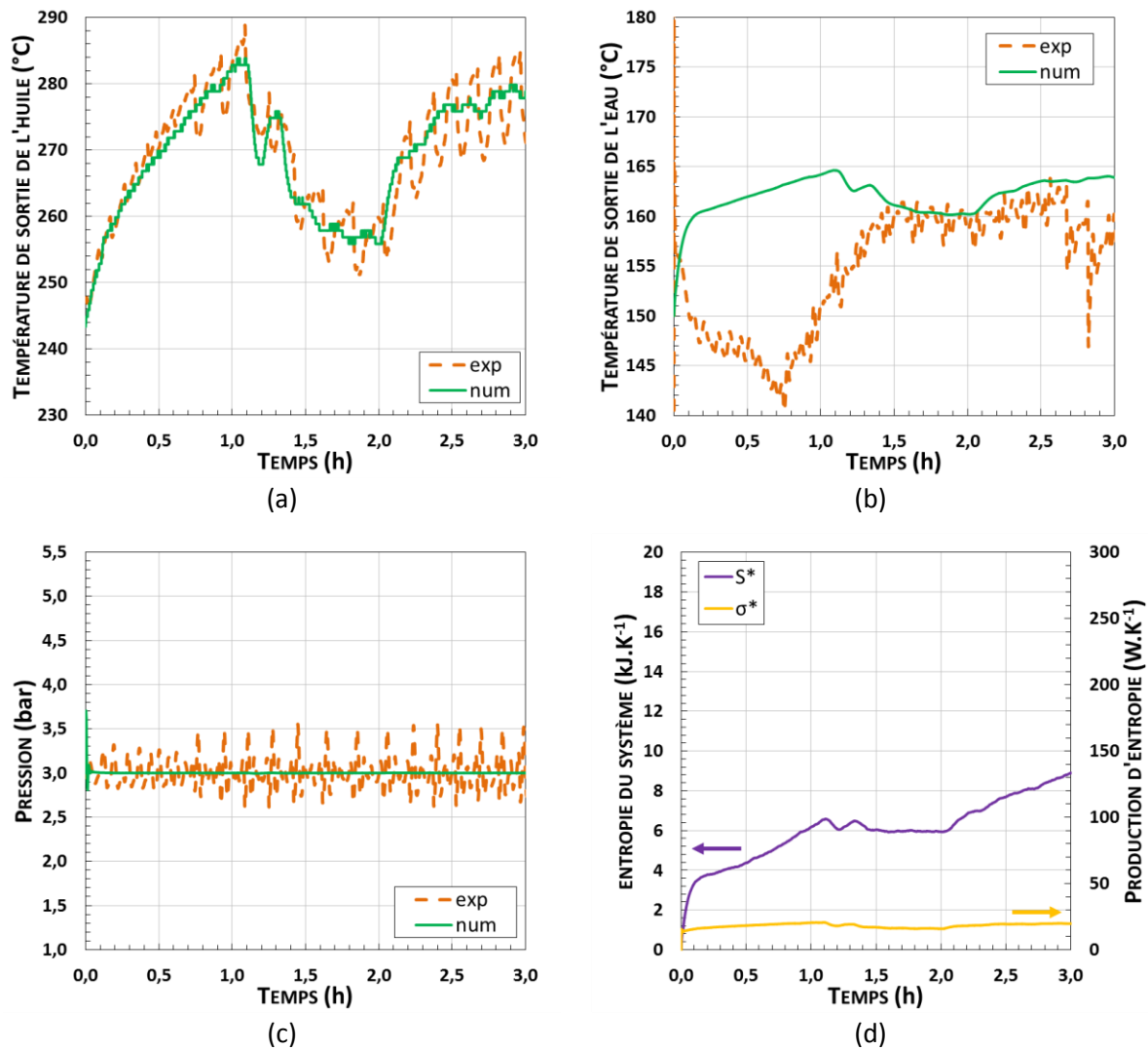


Figure 117 : Résultats obtenus pour la seconde journée avec sa propre calibration du modèle

Une fois de plus, la température de sortie de l'huile est le paramètre dont la prédiction par le modèle est la plus proche des valeurs expérimentales (Figure 117-a). La pression et la température de sortie

de la vapeur (Figure 117-b et 117-c) sont plus proches que dans le premier cas, mais les différences entre résultats numériques et expérimentaux ne sont toujours pas négligeables. Le modèle n'est donc toujours pas assez convaincant.

### III.2.3.2.5. Simulation d'une troisième journée

Une troisième journée a été simulée avec ce modèle de Gibbs. Les données d'entrée de cette journée sont données à la Figure 118.

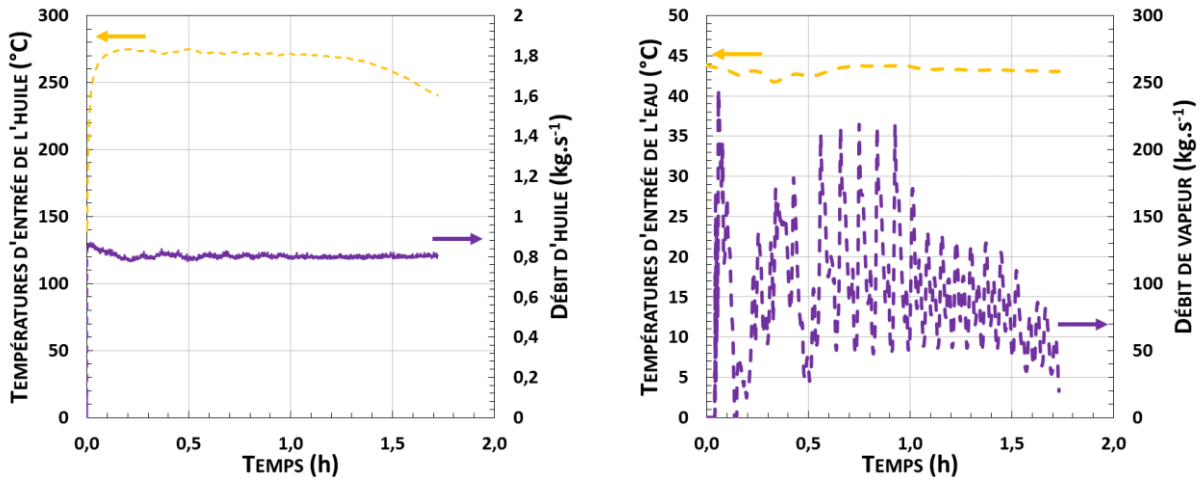


Figure 118 : Données d'entrée de la troisième journée simulée

L'utilisation d'un modèle calibré sur une autre journée n'a une fois de plus pas donné les résultats escomptés. La Figure 119 présente les résultats obtenus pour cette journée, avec sa propre calibration et avec les données brutes de débit d'eau, car c'est la configuration qui a donné les meilleurs résultats.

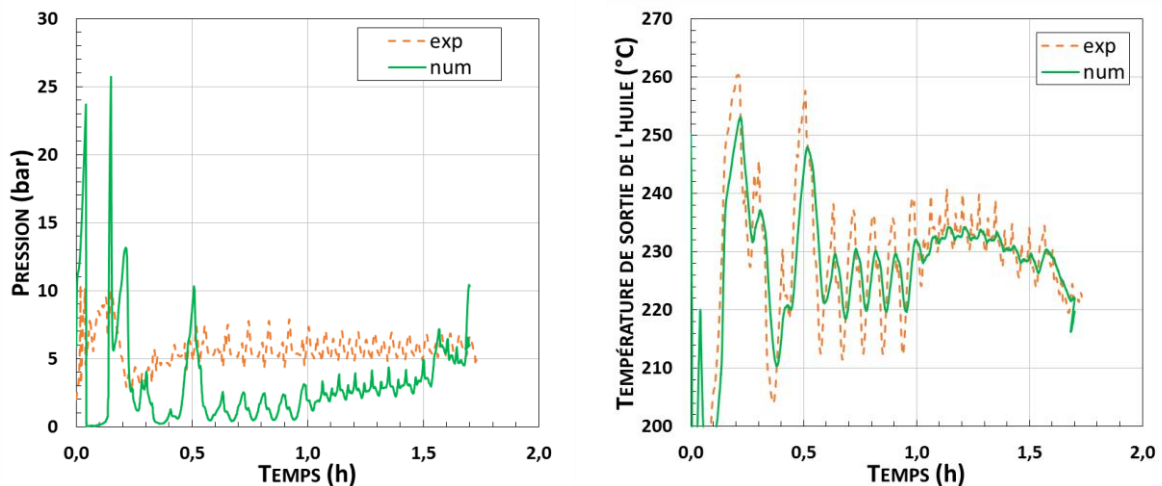


Figure 119 : Pression et température de l'huile pour la troisième journée avec sa propre calibration du modèle

La température de sortie de l'huile qui est prédite par le modèle présente le même type d'oscillations que la courbe expérimentale, mais avec une amplitude plus faible. La pression numérique est quant à elle trop faible par rapport à la réalité.

Mais le résultat le plus intéressant ici est la température de Gibbs qui arrive à suivre de façon satisfaisante la température de sortie de la vapeur (Figure 120). Le modèle semble dans ce cas être capable de prédire les variations d'échanges thermiques dues aux variations du débit d'eau, mais aussi la température de sortie de la vapeur.

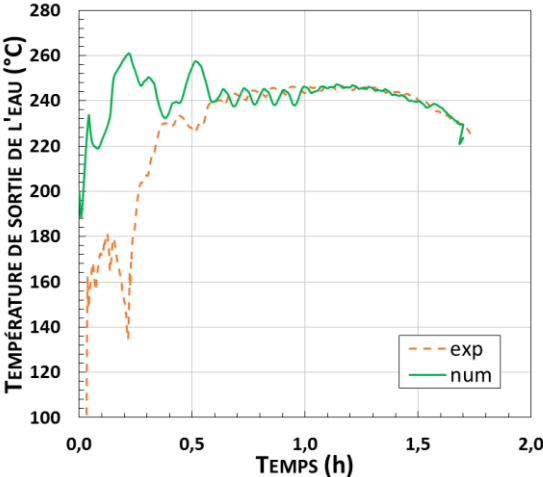


Figure 120 : Température de sortie de la vapeur pour la troisième journée avec sa propre calibration du modèle



### III.2.4. Conclusion partielle

Un modèle simple de générateur de vapeur en régime dynamique a été développé ici. Ses résultats ont été confrontés à des données expérimentales provenant de trois journées différentes. Les résultats ne peuvent être considérés comme satisfaisants : le modèle n'est pas capable de donner des réponses suffisamment proches de la réalité simultanément pour les trois paramètres d'intérêt : la température de sortie de l'huile, la pression de la vapeur et la température de sortie de la vapeur.

Les probables causes de cette mauvaise concordance sont multiples :

- de nombreuses limitations expérimentales empêchent de connaître les données réelles à appliquer en entrée du système. L'utilisation d'un contrôleur P.I.D. numérique pour s'affranchir des mesures erronées de débits n'a pas donné de solution satisfaisante au problème ;
- les données expérimentales sont bien trop variables, car les instabilités dans la génération de vapeur ne sont pas encore correctement maîtrisées ;
- le modèle nécessite d'être calibré à partir de résultats expérimentaux connus pour ensuite extrapoler le comportement du générateur de vapeur soumis à des situations différentes. Toutefois, il semble que les échanges d'énergie (dont les pertes thermiques) peuvent très fortement varier selon les conditions expérimentales imposées aux échangeurs (débits, températures...). L'hypothèse d'un comportement général commun (c'est à dire l'utilisation de coefficients phénoménologiques pouvant être reliés à des coefficients d'échanges globaux pour l'échangeur) semble donc erronée.

En conclusion, ce type de modèle ne peut pas être utilisé en l'état pour simuler le comportement thermique du générateur de vapeur de la centrale Microsol-R. Toutefois, une étude plus approfondie pourrait être effectuée.

Les améliorations principales à apporter au système réel sont :

- le changement des deux débitmètres en entrée et en sortie d'eau de l'échangeur par des éléments performants et fiables ;
- la récupération des données de niveau de la sonde dans le vaporiseur.

L'amélioration principale à apporter au modèle est la modification des coefficients phénoménologiques pour qu'ils puissent dépendre du niveau d'eau liquide dans le vaporiseur, car l'échange thermique varie fortement entre la zone liquide, la zone de vaporisation et la zone gazeuse. C'est d'ailleurs ce qui est utilisé dans les références [142] à [149].

Enfin, l'utilisation de fonctions d'état réelles pour l'eau pourrait également réduire les différences entre les résultats expérimentaux (températures, pressions) et les résultats du système équivalent. Toutefois, le caractère non-linéaire des fonctions d'état réelles impliquera une résolution numérique pour la détermination de l'état intensif du système (cf. Équations 130-131) et par suite une augmentation conséquente du temps de calcul.

### **III.3. Conclusion du chapitre**

Deux modèles développés ont été décrits dans ce chapitre, l'un pour prédire les performances d'un collecteur cylindro-parabolique quelconque, et l'autre pour prédire celles d'un générateur de vapeur, voire d'un groupe de puissance. Dans les deux cas, les éléments de la centrale MicroSol-R ont été utilisés comme outils expérimentaux de comparaison et de validation des modèles.

Le modèle des collecteurs, relativement simple (une dimension), a fourni des résultats satisfaisants et est considéré comme validé. Il prédit avec succès les performances thermiques de différentes installations situées dans trois laboratoires différents. Les performances thermiques et optiques du collecteur de la centrale MicroSol-R sont les moins bonnes, toutefois de nombreuses améliorations sont possibles puisque les sources potentielles de pertes d'énergie ont été identifiées.

Le modèle de générateur de vapeur par les systèmes équivalents de Gibbs aurait pu être un bon compromis pour la simulation rapide de ce type d'équipement complexe (changement brusque des propriétés du fluide lors du changement d'état), mais de nombreuses limitations expérimentales ont empêché sa validation. Il ne pourra donc pas être étendu à celui d'un groupe de puissance de centrale solaire thermodynamique.

Le premier objectif de cette étude était d'obtenir un outil de simulation d'une centrale globale. À partir des conclusions obtenues précédemment, il a donc été décidé d'utiliser le modèle des collecteurs en l'état, mais d'utiliser un modèle extrêmement simplifié pour le groupe de puissance (explicité dans le chapitre suivant).

Le second objectif de cette étude était de comprendre le fonctionnement des différents éléments de la centrale MicroSol-R, ainsi que les phénomènes physiques intervenant en leur sein. Cette étude de chaque élément isolé des autres permet de faciliter la compréhension du comportement de la centrale utilisée dans sa globalité. Il est donc désormais possible d'analyser l'impact de chacun de ces éléments, notamment celui de la cuve de stockage, sur les autres, que ce soit expérimentalement dans la centrale MicroSol-R, ou numériquement par la simulation d'une centrale de taille industrielle.



# CHAPITRE IV – ÉTUDE DU COMPORTEMENT D’UNE CUVE DE TYPE THERMOCLINE DANS UNE CENTRALE SOLAIRE A CONCENTRATION

---

Dès lors que la cuve thermocline, le générateur de vapeur et les concentrateurs cylindro-paraboliques ont été étudiés séparément, il convient d’analyser le système global et l’influence de chaque élément sur les autres qui lui sont connectés. Deux études distinctes ont donc été effectuées :

- une étude expérimentale de l’intégration de la cuve de stockage thermocline dans la centrale MicroSol-R ;
- une étude numérique d’une cuve thermocline conceptuelle insérée dans une centrale solaire cylindro-parabolique de 50 MW<sub>e</sub>.

## IV.1. Étude dynamique de la thermocline de MicroSol-R et notion de seuil dynamique<sup>1</sup>

Comme il a déjà été expliqué préalablement dans la section I.2.3.3., la température de sortie d’un système de stockage de type thermocline évolue au cours du temps. Pendant la phase de charge, cette température est tout d’abord constante, puis augmente au fur et à mesure du temps avec l’extraction de la zone de thermocline. Cette augmentation de la température peut entraîner des risques de surchauffe du fluide de transfert dans les récepteurs solaires. Il convient alors de détourner du soleil une partie des collecteurs (*defocusing*) pour éviter cette surchauffe, ce qui conduit inévitablement à un manque à gagner. Pendant la phase de décharge, la température de sortie du réservoir est tout d’abord constante et diminue ensuite au cours du temps. Une température opératoire en dessous d’un certain seuil peut perturber l’opération du système en aval de la cuve, comme le générateur de de vapeur du groupe de puissance, dont les performances seront alors détériorées.

L’arrêt de la charge ou de la décharge ne doit donc pas se faire à partir de seuils de température arbitrairement établis, mais à partir de contraintes expérimentales réelles. Or, comme il sera présenté dans cette partie, ces contraintes évoluent lors de l’utilisation et ne peuvent pas être fixes. Notamment car la surchauffe du fluide de transfert dans le champ solaire dépend de nombreux facteurs : la répartition des débits dans la centrale, les températures de retour de la thermocline et du générateur de vapeur ainsi que la ressource solaire instantanée.

Le manque de données disponibles et d’implantation industrielle de ce système de stockage rend l’étude des contraintes expérimentales inédite sur le plan expérimental et numérique. Cette section a pour objectif de combler ce manque en introduisant la notion de seuil dynamique de température, et en l’appliquant à des cas expérimentaux rencontrés avec la centrale MicroSol-R.

<sup>1</sup>Le travail de cette section a donné lieu à une publication scientifique (soumise en avril 2017) :

- T. Fasquelle, Q. Falcoz, P. Neveu, J. F. Hoffmann, “A temperature threshold evaluation for thermocline energy storage in concentrated solar power plants”, Applied Energy.

## IV.1.1. Charge dynamique

### IV.1.1.1. Seuil dynamique pour une charge

Une surchauffe du fluide de transfert dans les récepteurs solaire, provoquée ou non par l'extraction du gradient thermique du système de stockage, signifie que la température de ce dernier atteint la valeur maximale  $T_{max}$  au-delà de laquelle le fluide se dégrade. Généralement, seules les températures d'entrée et de sortie de chaque ligne (plusieurs centaines de mètres de long) du champ solaire sont mesurées. La surchauffe est donc avérée lorsque la température de sortie dépasse sa valeur maximale autorisée.

Afin d'éviter cette surchauffe, la première approche est d'augmenter le débit du fluide dans les récepteurs pour accroître la puissance thermique qu'il peut accumuler. Toutefois, l'efficacité de cette solution dépend étroitement de la valeur limite de débit que la pompe du système peut fournir  $\dot{m}_{CS,max}$ .

La seconde approche, plus efficace, est d'éviter la dégradation du fluide en détournant du rayonnement du soleil une partie des récepteurs ; la puissance entrante dans le système est ainsi diminuée.

Ces solutions permettent d'augmenter le temps d'utilisation du système de stockage. Si la charge est stoppée dès que la température opératoire maximale est atteinte, seul le générateur de vapeur consomme l'énergie produite par le champ solaire. Si le générateur de vapeur consomme une puissance thermique constante, le champ solaire produit alors trop de puissance par rapport aux besoins totaux et un détournement des miroirs est tout de même nécessaire. La potentielle surchauffe du fluide mène donc irrémédiablement à une diminution de la part du potentiel solaire exploitable.

On définit donc une température seuil de charge  $T_{seuil,c}$  dont la valeur est atteinte par la température de sortie de la thermocline  $T_{Thc,c,s}$  à ce moment de surchauffe du fluide. Cette température seuil dépend fortement des conditions expérimentales car la thermocline est interconnectée avec le générateur de vapeur et le champ solaire.

Dans l'objectif de déterminer une expression de cette température seuil, le schéma de principe de la centrale MicroSol-R (section I.3.1., Figure 20) est simplifié à trois blocs représentant chacun des systèmes principaux de la centrale à la Figure 121. L'estimation de ce paramètre nécessite de relier la température de sortie du champ solaire  $T_{CS,s}$  à la température de sortie de la thermocline pendant la charge  $T_{Thc,c,s}$ . La température de sortie du champ solaire dépend du DNI, du débit et de la température d'entrée du champ solaire. Cette dernière résulte du mélange entre le fluide sortant de la thermocline et celui revenant du générateur de vapeur (Figure 121).

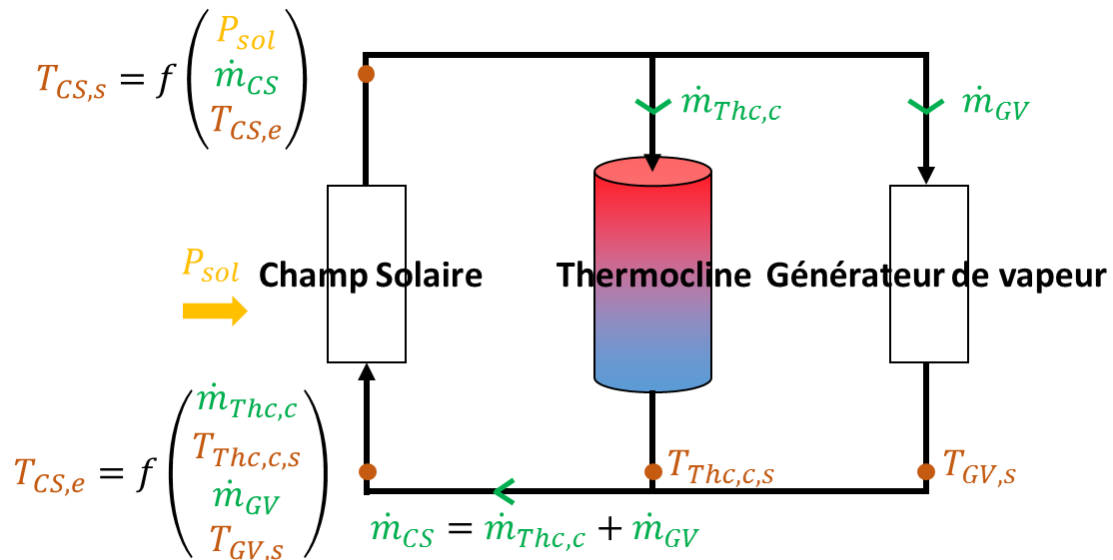


Figure 121 : Schéma simplifié de la méthode d'évaluation du seuil dynamique en charge

Il y a donc deux étapes distinctes dans le calcul de la température seuil :

- la détermination de la température maximale admissible en entrée du champ solaire  $T_{CS,e,max}$  ;
- la détermination de la température de sortie de la thermocline  $T_{seuil,c}$ , entraînant cette température maximale admissible en entrée du champ solaire.

#### Détermination de la température maximale admissible en entrée du champ solaire :

La valeur maximale de la température  $T_{CS,e,max}$ , que peut atteindre le fluide en entrée du champ solaire tout en conservant une température de fluide en sortie inférieure à la température maximale admissible  $T < T_{max}$ , peut être déterminée à partir de l'équation de la puissance utile. En effet, cette dernière lie  $T_{CS,s}$ ,  $T_{CS,e}$  et le débit massique du fluide dans la boucle générale  $\dot{m}_{CS}$  (Équation 143).

$$P_u = \dot{m}_{CS} \cdot \Delta h_{CS} = \dot{m}_{CS} \cdot \int_{T_{CS,e}}^{T_{CS,s}} C(T) \cdot dT \quad \text{Équation 143}$$

Puisque la chaleur spécifique du fluide possède une relation linéaire avec la température (cf. Équation 144), l'intégration mène à l'Équation 145.

$$C(T) = a \cdot T + b \quad \text{Équation 144}$$

$$P_u = \dot{m}_{CS} \cdot \left[ \frac{a}{2} \cdot (T_{CS,s}^2 - T_{CS,e}^2) + b \cdot (T_{CS,s} - T_{CS,e}) \right] \quad \text{Équation 145}$$

Appliquée à la température maximale d'entrée du champ solaire  $T_{CS,e,max}$  qui conduirait à une température de sortie à  $T_{max}$ , l'Équation 145 devient l'Équation 146 :

$$P_{sol} = \dot{m}_{CS,max} \cdot \left[ \frac{a}{2} \cdot (T_{max}^2 - T_{CS,e,max}^2) + b \cdot (T_{max} - T_{CS,e,max}) \right] \quad \text{Équation 146}$$

En développant cette expression, une équation du second degré est obtenue, et la température maximale admissible en entrée du champ solaire s'écrit (Équation 147) :

$$T_{CS,e,max} = -\frac{b}{a} + \sqrt{\frac{b^2}{a^2} + \frac{2}{a} \cdot \left\{ \left[ \frac{a}{2} \cdot T_{max} + b \right] \cdot T_{max} - \frac{P_{sol}}{\dot{m}_{CS,max}} \right\}} \quad \text{Équation 147}$$

Détermination de la température de sortie de la thermocline entraînant la surchauffe :

Le fluide entrant dans le champ solaire résulte du mélange entre le fluide revenant du groupe de puissance et le fluide sortant de la thermocline. Le bilan énergétique s’écrit donc (Équation 148) :

$$\dot{m}_{CS} \cdot h_{CS,e,max} = \dot{m}_{Thc} \cdot h_{Thc,c,s} + \dot{m}_{GV} \cdot h_{GV,s} \quad \text{Équation 148}$$

En exprimant les termes enthalpiques en fonction des différentes températures et à partir de la corrélation linéaire donnant la capacité thermique du fluide en fonction de la température (Annexe 4), une autre équation du second degré est obtenue. Finalement, la température maximale en sortie du stockage est donnée par l’Équation 149.

$$T_{seuil,c} = -\frac{b}{a} + \sqrt{\frac{b^2}{a^2} - \frac{2}{a} \cdot \left\{ \frac{\dot{m}_{GV}}{\dot{m}_{Thc}} \cdot \left[ \frac{a}{2} \cdot T_{GV,s} + b \right] \cdot T_{GV,s} - \frac{\dot{m}_{CS}}{\dot{m}_{Thc}} \cdot \left[ \frac{a}{2} \cdot T_{CS,e,max} + b \right] \cdot T_{CS,e,max} \right\}}$$

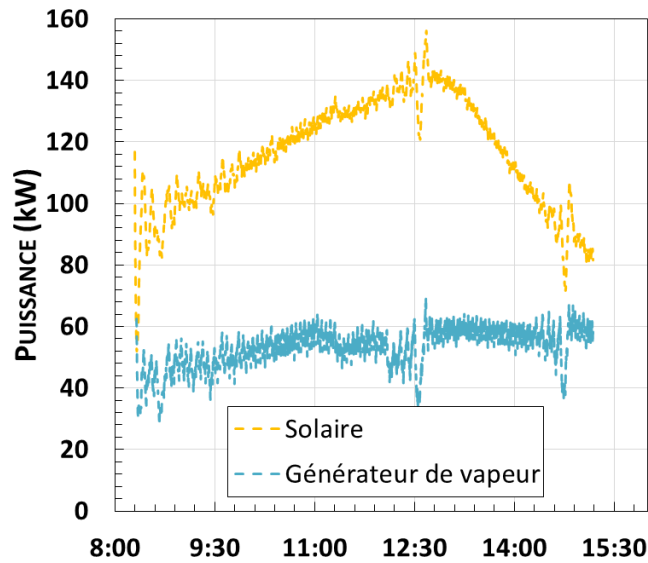
Équation 149

**IV.1.1.2. Résultats expérimentaux et application du seuil à une charge dynamique**

L’outil que représente le seuil dynamique de température pendant la charge a été testé avec les résultats expérimentaux d’une journée typique de production d’énergie d’une centrale solaire thermodynamique. L’approche expérimentale fut la suivante :

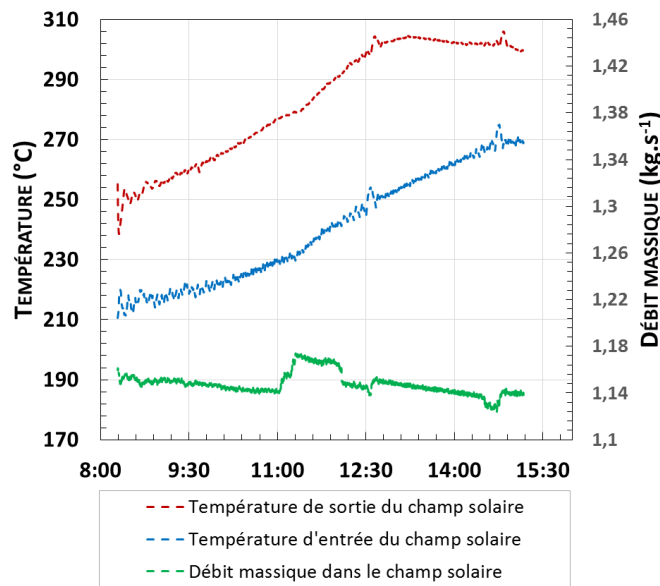
- une puissance injectée au générateur de vapeur a été choisie :  $P_{GV} = 54 \pm 10 \text{ kW}$  ;
- le champ solaire et la résistance électrique (à 100 % de sa capacité) ont été utilisés depuis le début de la journée jusqu’à la fin de la charge, et ont produit à eux deux une puissance utile  $P_u$  ;
- en tout début de matinée, la puissance utile fut inférieure à la puissance choisie pour le générateur de vapeur, en conséquence de quoi l’énergie produite fut envoyée dans le stockage ;
- quand la puissance utile excéda  $P_{GV}$ , une partie du fluide fut envoyée au générateur de vapeur et le surplus fut envoyé au stockage (entre 37 % et 56 % du débit massique fut envoyé vers la thermocline) ;
- la centrale solaire est restée dans ce régime de fonctionnement durant la totalité du test et l’évolution des différentes températures a été observée sans qu’aucune modification de stratégie n’ait été opérée à partir de la température seuil calculée.

Pour cette journée d’expérimentation, la puissance solaire variable et la puissance envoyée au générateur de vapeur (quasiment constante) sont tracées à la Figure 122.



**Figure 122 : Puissance solaire utile (produite avec le champ solaire et la résistance électrique de 70 kW) et puissance absorbée par le générateur de vapeur pendant la charge dynamique**

Il est considéré que la résistance électrique fait partie intégrante du champ solaire. La puissance solaire utile produite constitue donc la somme de la puissance de chauffe de la résistance et de la puissance thermique transmise au fluide dans les récepteurs solaires (Figure 122). Les températures d’entrée et de sortie dudit champ solaire, ainsi que le débit massique général sont donnés à la Figure 123.



**Figure 123 : Débits, températures d’entrée et de sortie du champ solaire (incluant la résistance) pendant la charge dynamique**

La différence de température entre les deux extrémités du champ solaire est relativement faible car le débit massique fourni par la pompe est au maximum de sa capacité. Dans une centrale solaire à concentration de taille industrielle, le débit massique peut être ajusté pour obtenir une température de sortie constante, indépendamment de la température d’entrée. Dans le cas de la centrale MicroSol-R, le débit massique est fixe et ne peut être diminué car cela pourrait entraîner de mauvais échanges thermiques entre le fluide et le tube absorbeur, en conséquence de quoi le tube pourrait



irrémédiablement se détériorer (torsion, voire rupture du tube de verre, en raison de la non-uniformité du flux impactant le récepteur [153, 154]).

Ainsi, durant la matinée, la différence de température entre entrée et sortie du champ solaire est d’uniquement 30 °C, mais augmente graduellement jusqu’à environ 50 °C au fur à mesure de l’augmentation de l’élévation solaire.

Au début de la charge dynamique, la température de la thermocline est homogène (210 °C) et du fluide chaud entre à 240 °C par le haut de la cuve. En raison de l’augmentation de la puissance solaire et de celle de la température de sortie de la thermocline, la température d’entrée du champ solaire augmente aussi progressivement (Figure 123). La température de sortie du champ solaire s’élève donc de façon relativement rapide jusqu’à son maximum de 300 °C. Conséquemment, l’augmentation totale de la température de la cuve thermocline  $\Delta T_{\text{tot}}$  est de 90 °C. Les profils de température expérimentaux obtenus pour cette charge dynamique sont donnés à la Figure 124.

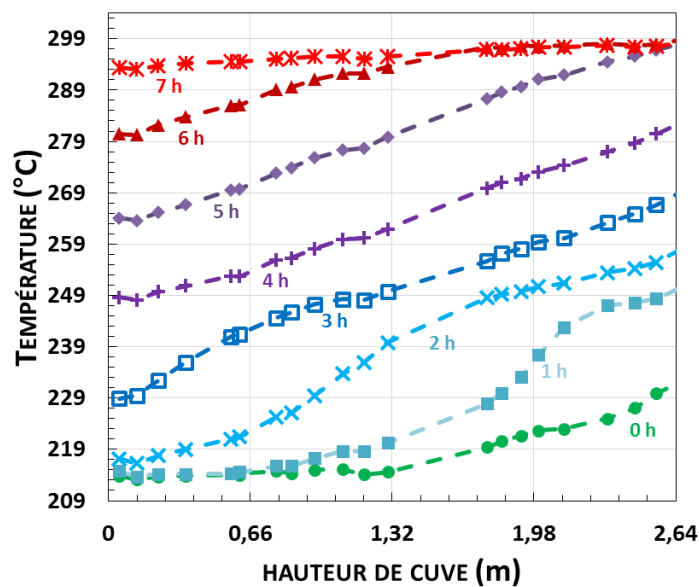


Figure 124 : Profils expérimentaux de température de la thermocline durant la charge dynamique

Avec l’augmentation graduelle de la température d’entrée de la thermocline, la pente des profils de température est très faible (les profils sont très différents de ceux d’une charge typique comme celle présentée en section II.2.2.4. - Figure 49). Il n’y a pas trois zones distinctes (zone chaude, zone froide et zone à température intermédiaire), mais une température variant constamment dans toute la cuve et pendant toute la charge. Aucune zone chaude n’est créée car le fluide n’entre pas à température constante. La Figure 124 peut être comparée à la Figure 47 (charge typique), et il peut être observé que la charge dynamique donne des résultats très éloignés d’une charge idéale. L’épaisseur de la thermocline, définie avec les seuils arbitraires correspondants à des variations de température de 20 % de la différence totale observée, atteint d’ailleurs l’unité (Figure 125).

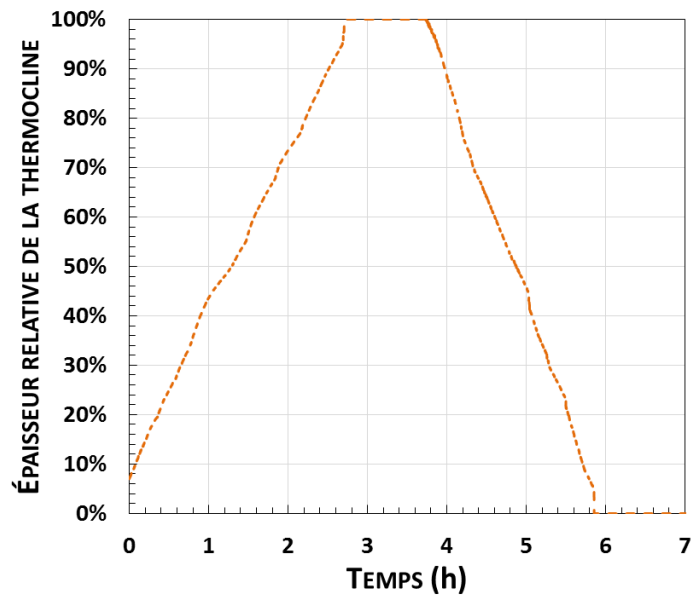
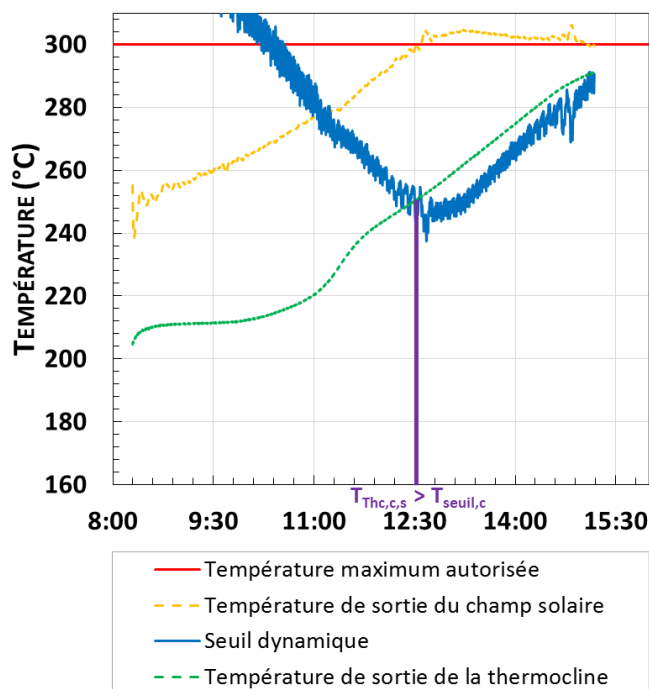


Figure 125 : Épaisseur de la thermocline durant la charge dynamique

Ces résultats semblent donc très décourageants en premier lieu. Si l’on utilisait le seuil arbitraire à  $20\% \Delta T_{tot}$ , l’efficacité de la charge ne serait que de 45,5 %, ce qui signifie que la charge serait stoppée avant que la moitié de l’énergie stockable ne soit stockée.

Toutefois, il est possible de continuer la charge jusqu’à ce que la surchauffe du fluide dans le champ solaire survienne. C’est alors la comparaison entre les courbes de la température-seuil calculée  $T_{seuil,c}$  et la température de sortie de la thermocline  $T_{Thc,c,s}$  qui permet de prédire l’arrêt de la charge pour cause de surchauffe du fluide en sortie du champ solaire. Une température maximum de 300 °C a été choisie pour l’évaluation du seuil dynamique (avec l’Équation 149), bien que l’huile puisse monter jusqu’à 350 °C. Le seuil dynamique obtenu, ainsi que les températures de sortie du champ solaire et de la thermocline, sont donnés à la Figure 126.



**Figure 126 : Température de sortie de la thermocline, seuil dynamique calculé, et température de sortie du champ solaire durant la charge dynamique**

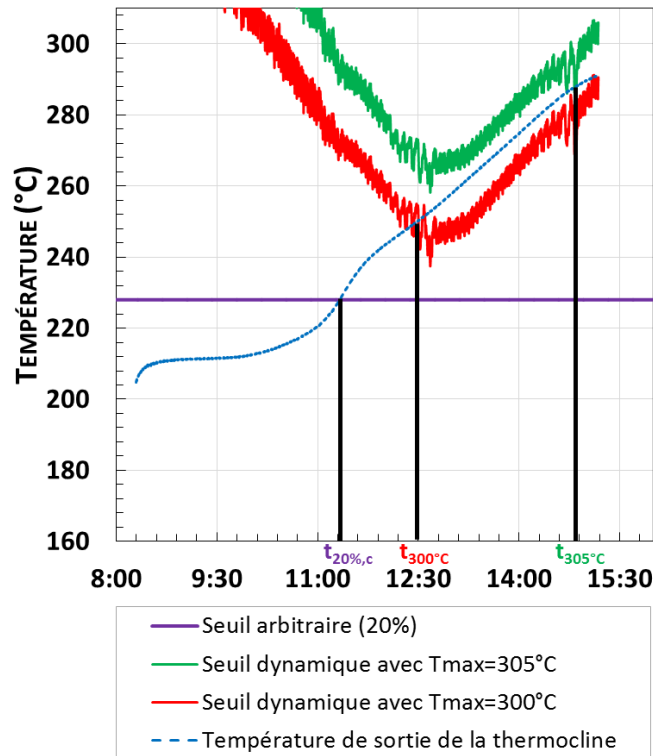
La courbe du seuil de température montre que ce dernier démarre tout d’abord à une valeur relativement haute (plus de 300 °C vers 9h30), puis diminue jusqu’à passer sous la courbe de la température de sortie de la thermocline (vers 12h30). Enfin, la température seuil augmente à partir d’environ 12h45 tout en restant en dessous de la température de sortie de la cuve.

Cette évolution peut s’expliquer de la manière suivante :

- en début de matinée, la puissance utile est très faible, de même pour la température de sortie du générateur de vapeur. En conséquence, il aurait fallu une température de sortie du réservoir extrêmement élevée pour entraîner une surchauffe du fluide dans les récepteurs en aval, après mélange avec le retour du générateur de vapeur ;
- au fur et à mesure que la puissance utile et les températures augmentent, la température seuil fait de même ;
- lorsque la courbe de la température seuil croise celle de la température de sortie de la thermocline (vers 12h30 environ), la température de sortie du champ solaire dépasse  $T_{max}$  (avec un décalage de quelques minutes qui correspond à l’inertie du système) ;
- durant l’après-midi, la puissance solaire diminue au cours du temps (car les deux collecteurs Est-Ouest présentent un maximum de production à midi solaire) et il faut donc une température de plus en plus importante en sortie de la cuve pour provoquer une surchauffe du fluide. Toutefois, la température de sortie du réservoir continue d’augmenter et reste donc en permanence plus élevée que la température seuil, d’où la continuelle surchauffe du fluide ( $T > 300$  °C).

Avec cette température maximale admissible de 300 °C, soit un détournement d’une partie du champ solaire devrait être effectuée vers 12h30, soit la charge devrait être arrêtée et l’efficacité de cette dernière serait alors de 73 %. L’utilisation d’un seuil dynamique, dépendant de limitations expérimentales réelles, permet donc d’augmenter sensiblement l’efficacité de la charge (de 45,5 % à 73 %).

En réalité, l’huile peut atteindre 350 °C mais elle est utilisée à une température inférieure pour augmenter sa durée de vie. Le choix d’une température maximale de 300 °C était donc très restrictif, car c’est également la température haute du circuit. Si l’on empêche la température de sortie du champ solaire de dépasser cette valeur de 300 °C, la charge s’effectue alors à une température inférieure en raison des pertes thermiques. Il paraît donc cohérent d’autoriser une surchauffe de quelques degrés du fluide. De plus, il semble pertinent d’étudier l’influence de la valeur de ce seuil dynamique sur les performances du système. La charge a donc été poursuivie, et la Figure 127 compare le seuil arbitraire ( $\kappa_c = 20\%$ ) et deux seuils dynamiques correspondant respectivement à des températures maximales de 300 °C et de 305 °C.



**Figure 127 : Comparaison entre les résultats obtenus pour le seuil dynamique avec deux définitions de la surchauffe**

Avec une température seuil arbitraire de 228 °C ( $20\% \cdot \Delta T_{tot}$ ), la charge aurait dû être stoppée à 11h30 et l’efficacité aurait été de 45,5 %. Avec une température maximum de 300 °C, le seuil de température croise la température de sortie du stockage à 12h30, puis reste en dessous de cette courbe pour la fin de la charge. Avec une température maximale de 305 °C, la courbe de la température seuil reste au-dessus de celle de la température de sortie de la thermocline jusqu’à 14h45. Ceci est dû au fait que la température de sortie du champ solaire est quasiment constante après le midi solaire. La puissance électrique n’est pas modifiée pour obtenir ce résultat. L’augmentation de la température d’entrée du champ solaire est compensée par la baisse naturelle de la puissance solaire après l’heure de midi (voir Figure 122 et Figure 123). Cela montre la sensibilité du seuil dynamique à la température maximale admissible. Ainsi, l’efficacité de la charge est très variable selon la température maximale considérée (résultats résumés dans le Tableau 25)

Température maximum autorisée	Température seuil correspondante	Seuil correspondant $\kappa_c$	Efficacité de la charge obtenue
n/a (seuil arbitraire)	228,0 °C	20,0 %	45,5 %
300,0 °C	257,9 °C	53,2 %	73,0 %
303,0 °C	258,3 °C	53,7 %	73,4 %
304,0 °C	267,0 °C	63,3 %	82,3 %
305,0 °C	292,6 °C	91,8 %	95,7 %

**Tableau 25 : Efficacité de la charge en fonction de la définition de la surchauffe et donc du seuil dynamique**

On voit dans le Tableau 25 qu'une température maximale de 303 °C entraîne une efficacité de charge très proche de celle obtenue avec une température maximale de 300 °C, car ces deux valeurs ont été successivement atteintes (1,5 minutes d'intervalle). Cependant, comme expliqué précédemment, puisque la puissance utile a diminué après le midi solaire, atteindre 304 °C puis 305 °C est beaucoup plus long (respectivement 0,51 heures et 2,2 heures), et une efficacité de charge de 95,7 % est ainsi atteinte pour ce dernier cas.

En conclusion, la différence entre la température de charge et la température maximale que le fluide peut atteindre impacte fortement la durée de la charge et son efficacité. L'intégration du seuil dynamique présenté ici permet d'augmenter considérablement l'efficacité d'une charge. Par ailleurs, un dimensionnement adéquat associé à une stratégie de contrôle appropriée peut permettre d'éviter une surchauffe du fluide et ainsi mener à une maximisation de l'efficacité de la charge.

Le même type de stratégie de contrôle doit désormais être appliquée en décharge afin d'étudier les conséquences d'une telle utilisation.

## IV.1.2. Décharge dynamique

### IV.1.2.1. Seuils dynamiques de décharge

Pendant la décharge, la température de sortie de la thermocline diminue au cours du temps, ce qui peut perturber le groupe de puissance, car deux prérequis doivent être remplis pour une bonne production de vapeur et d'électricité : une puissance constante envoyée dans le générateur de vapeur, et une température minimum pour permettre d'avoir une vapeur générée à la pression voulue. Ces conditions peuvent être plus ou moins strictes selon les technologies, car les groupes de puissance admettent généralement des fonctionnements plus ou moins éloignés de leur régime nominal (généralement accompagnés d'une baisse de leur efficacité)

En négligeant les pertes thermiques, le fluide entrant dans le générateur de vapeur  $T_{GV,e}$  possède une température identique au fluide sortant de la thermocline  $T_{Thc,d,s}$ . La puissance injectée dans le générateur de vapeur est donc directement reliée à  $T_{Thc,d,s}$  à sa température de sortie  $T_{GV,s}$  et au débit massique de décharge  $\dot{m}_{Thc,d}$  (Figure 128).

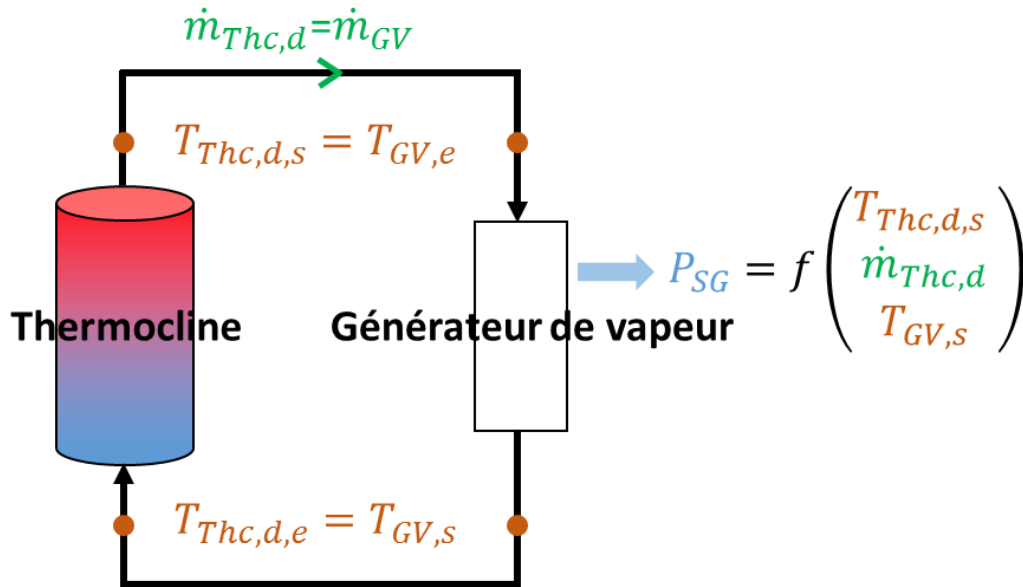


Figure 128 : Schéma simplifié de la méthode d'évaluation du seuil dynamique pour la décharge

Pour maintenir la puissance injectée constante, il est possible de moduler le débit massique de décharge en fonction de la température de sortie du stockage. Ainsi, la chute de température, qui mène à une viscosité plus élevée et donc à des échanges de chaleur plus lents, est compensée par une augmentation du débit qui maintient le nombre de Reynolds à une valeur constante. En conséquence, le premier seuil dynamique de température à respecter pendant la décharge pour avoir  $P_{GV}$  constante,  $T_{seuil,d,P_{GV}}$ , peut être évalué à partir de l'équation de la puissance injectée par le fluide de transfert dans le générateur de vapeur (Équation 150), avec le débit massique maximum que la pompe de décharge peut fournir.

$$P_{GV} = \dot{m}_{Thc,max} \cdot C(T) \cdot (T_{seuil,d,P_{GV}} - T_{GV,s}) \quad \text{Équation 150}$$

Puisque l'évolution de la capacité thermique avec la température est considérée linéaire (cf. Annexe 4) -  $C(T) = a \cdot T + b$  - l'Équation 150 peut s'écrire sous la forme de l'Équation 151.

$$P_{GV} = \dot{m}_{Thc,max} \cdot \left[ \frac{a}{2} \cdot (T_{seuil,d,GV}^2 - T_{GV,s}^2) + b \cdot (T_{seuil,d,P_{GV}} - T_{GV,s}) \right] \quad \text{Équation 151}$$

En résolvant cette équation du second degré, un premier seuil correspondant à une puissance de consigne envoyée au générateur de vapeur  $P_{GV}$  (Équation 152) est obtenu.

$$T_{seuil,d,P_{GV}} = -\frac{b}{a} + \sqrt{\frac{b^2}{a^2} + \frac{2}{a} \cdot \left\{ \left[ \frac{a}{2} \cdot T_{GV,s} + b \right] \cdot T_{GV,s} + \frac{P_{GV}}{\dot{m}_{Thc,d,max}} \right\}} \quad \text{Équation 152}$$

La chute de température en sortie de thermocline mène à une diminution de l'efficacité thermodynamique du groupe de puissance (cf. rendement de Carnot), mais peut également entraîner un arrêt de la production de vapeur sèche haute pression, en raison d'une température trop basse. Il y a donc une température minimum en dessous de laquelle la production de vapeur est considérée impossible (Équation 153). Ce seuil dépend d'une façon générale des performances de l'échangeur huile/vapeur (pincement thermique) et des conditions opératoires du groupe de puissance (température de vaporisation, surchauffe désirée).

$$T_{seuil,d,T_e} > T_{GV,min} \quad \text{Équation 153}$$

Par exemple, pour une pression de vapeur désirée de 15 bars (pression de service maximale de la centrale MicroSol-R), la température de vaporisation est d'environ 198,3 °C. Avec une surchauffe de

50 °C et un pincement thermique de 5 °C, on obtient une température minimum de l’huile en entrée du générateur de vapeur  $T_{GV,min}$  de 253 °C. Le seuil pour une vapeur surchauffée à 15 bars est donc de 253 °C dans ce cas.

Ces deux conditions doivent donc être simultanément respectées pour pouvoir continuer la décharge.

#### IV.1.2.2. Résultats expérimentaux et application des seuils à une décharge dynamique

Une décharge dynamique a été effectuée dans le but d’obtenir une puissance constante de 94 kW<sub>th</sub> en entrée de générateur de vapeur, avec une pression de 15 bars et une surchauffe de 50 °C. A l’état initial, le stockage thermique est intégralement à 280 °C. La décharge est accomplie avec un débit initialement constant de 0,46 kg.s<sup>-1</sup>, et avec une température d’entrée dans la thermocline d’environ 170 °C ( $\Delta T_{tot} = 110$  °C). Lorsque la température de sortie de la cuve de stockage diminue, la stratégie établie précédemment est opérée en compensant la chute de température par une augmentation du débit massique. Ainsi, la puissance envoyée au générateur de vapeur est maintenue constante (Figure 129). Les deux seuils de température ont été calculés après l’expérimentation et n’ont pas été utilisés pour contrôler le débit massique.

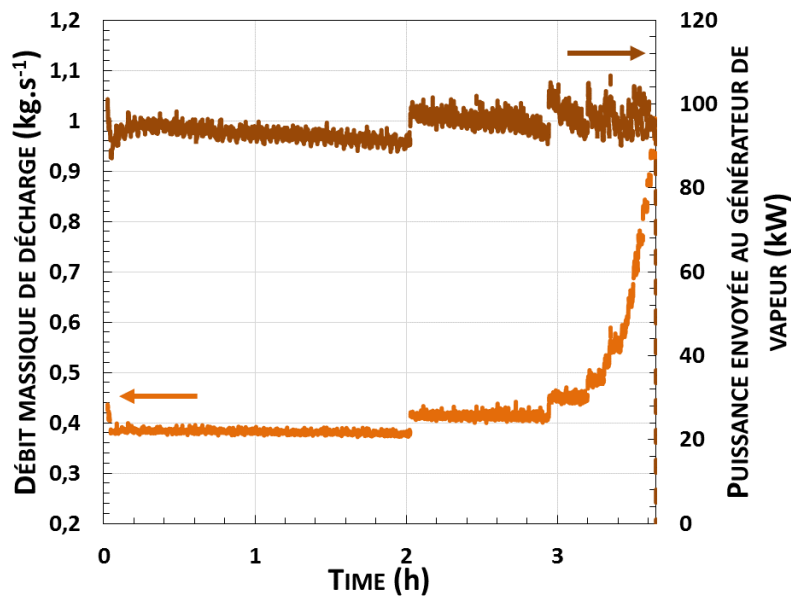


Figure 129 : Débit massique et puissance envoyée au générateur de vapeur pendant la décharge dynamique

La Figure 130 (profils de température au cours du temps) illustre une décharge très peu différente d’une expérimentation typique (cf. Figure 53, section II.2.2.5), car le débit massique est tout d’abord constant, augmente légèrement après 2 heures de décharge, puis augmente sensiblement 3 heures après le début du processus (Figure 129).

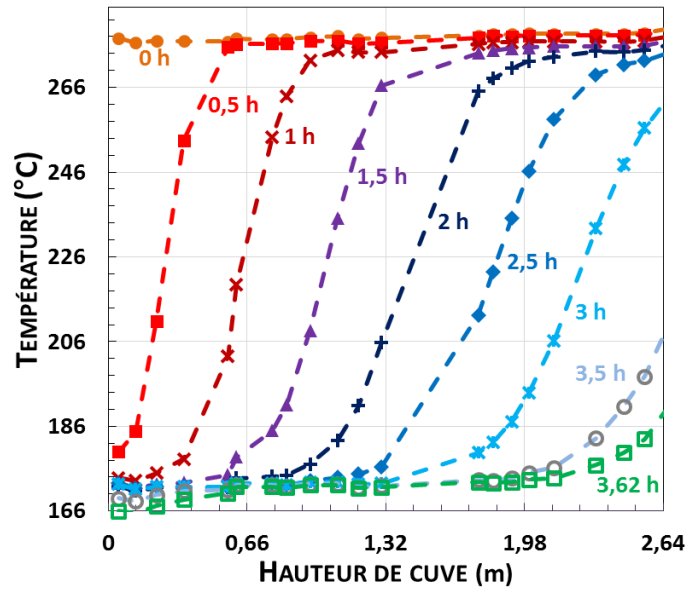


Figure 130 : Profils de température de la thermocline pendant la décharge dynamique

La Figure 131 représente la température de sortie de la thermocline et les différents seuils de température présentés précédemment (Équation 152 et Équation 153). On distingue :

- le seuil de température arbitraire  $\kappa_d$  qui correspond à une diminution de 20 %  $\cdot \Delta T_{\text{tot}}$  de la température de sortie ( $T_{20\%,d} = 258 \text{ °C}$ , courbe violette, calculé à titre de comparaison) ;
- un seuil de température  $T_{\text{seuil},d,T_e}$  pour une production isobare à 15 bars qui permet de prédire quand il ne sera plus possible de produire de la vapeur au-dessus de cette pression ( $T_{\text{seuil},d,T_e} = 253 \text{ °C}$ , courbe rouge) ;
- un seuil de température pour une production iso-puissance à 94 KW,  $T_{\text{seuil},d,P_{GV}}$ , qui permet de prédire le moment où il ne sera plus possible de fournir cette puissance au générateur de vapeur, malgré l'augmentation du débit jusqu'à sa valeur maximale (variable et calculé avec l'Équation 152, courbe verte).



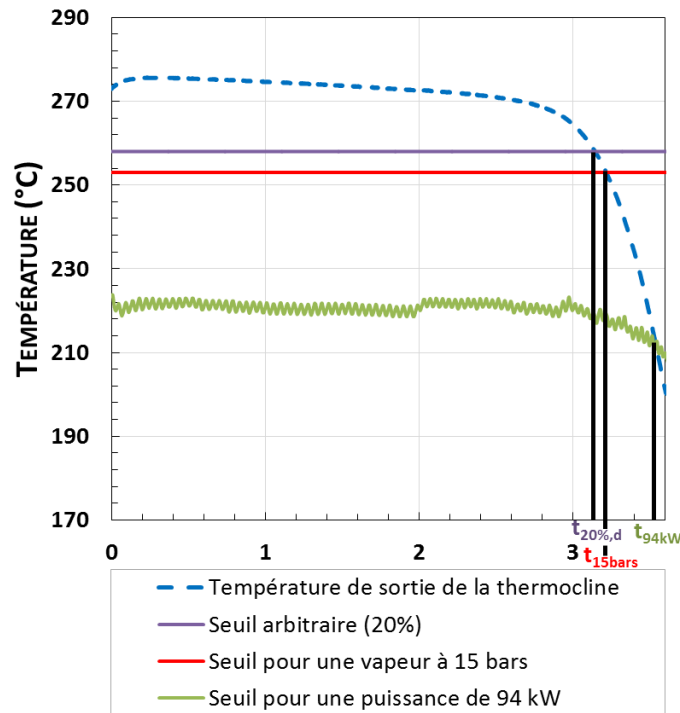


Figure 131 : La température de sortie de la thermocline et les différents seuils utilisés pendant la décharge dynamique

Le seuil d’iso-puissance est d’abord constant car la température de sortie et le débit massique le sont également. Quand la température de sortie commence à diminuer, le débit massique est augmenté pour diminuer le différentiel de température nécessaire pour maintenir la puissance constante (stratégie de contrôle choisie). En conséquence, la température de seuil diminue. Toutefois, cette baisse est moins rapide que celle de la température de sortie, en conséquence de quoi les courbes finissent par se croiser.

S’il faut respecter à la fois les deux seuils dynamiques ( $T_{seuil,d,T_e}$  et  $T_{seuil,d,P_{GV}}$ ), l’efficacité de la décharge correspond à celle calculée au moment où le premier seuil est franchi ( $t_{15bars}$ ) : 85,2 %. La condition expérimentale la plus stricte qui a été choisie ici mène à de meilleures performances qu’avec l’utilisation du seuil arbitraire qui donne une efficacité de 83,5 % (contre 79,1 % obtenus pour la décharge typique, cf. section II.2.2.5.)

S’il fallait uniquement respecter le seuil d’iso-puissance, l’efficacité calculée de la décharge est de 92,9 %, ce qui est bien supérieur aux 79,1 % obtenus pour la décharge typique.

La valeur de la température minimum admissible en entrée du générateur de vapeur peut toutefois être discutée : la pression de la vapeur peut très bien être diminuée pour permettre une surchauffe identique. En effet, bien que ce ne soit le cas pour la centrale MicroSol-R, la vapeur est généralement utilisée pour faire tourner une turbine qui produit de l’électricité. Baisser la pression de la vapeur pourrait donc permettre une meilleure efficacité de décharge, mais diminuerait alors celle du groupe de puissance (car une pression plus faible implique une température plus faible et donc un rendement de Carnot lui aussi plus faible). Le Tableau 26 compare donc les productions d’électricité et les efficacités de décharge pour différentes diminutions de pression au cours du temps (uniquement 15 bars, de 15 bars à 10 bars, ou de 15 bars à 5 bars), avec un groupe de puissance modélisé par une efficacité de Carnot et une efficacité exergetique de 70 % (Équation 154,  $T_{amb} = 293,15 \text{ K}$ ) [155].

$$\eta_{GP} = 70 \% \cdot \left( 1 - \frac{T_{amb}}{T_{GV,e}} \right) \quad \text{Équation 154}$$

Pression de la vapeur	Température de vaporisation	$T_{seuil, T_s}$	Seuil correspondant $\kappa_d$	$\eta_{décharge}$	Efficacité finale du groupe de puissance	Électricité théorique produite
15 bars	198 °C	253 °C	24,3 %	85,2 %	31,0 %	86,7 kWh <sub>e</sub>
10 bars	180 °C	235 °C	41,0 %	89,5 %	29,6 %	90,7 kWh <sub>e</sub>
5 bars	152 °C	207 °C	66,5 %	93,5 %	27,3 %	94,3 kWh <sub>e</sub>

**Tableau 26 : Résultats obtenus pour la décharge dynamique en fonction des définitions des seuils dynamiques**

Ce tableau montre qu'une décharge plus longue entraîne évidemment une augmentation de l'efficacité de la thermocline, mais le rendement du groupe de puissance diminue au cours du temps. Ce dernier fait ne peut être empêché, à moins d'avoir un moyen d'augmenter le niveau de température du réservoir en fin de décharge. La meilleure stratégie semble donc être de décharger au maximum la cuve de stockage. Ainsi, l'efficacité de décharge et la production électrique augmentent. De plus, les problèmes de détériorations des performances de la thermocline dus aux cycles de charges et de décharges peuvent être diminués, voire évités

Toutefois, même si un cas de décharge totale est considéré, la température variable en sortie de thermocline entraînera une production d'électricité inférieure à celle d'un cas similaire avec un stockage de type deux-cuves, dont la température de sortie est constante et dont l'électricité produite serait de 102,7 kWh<sub>e</sub>.

### IV.1.3. Conclusion partielle

Des seuils de température dits « dynamiques » ont été définis et ont pour but de prédire le moment où la charge ou la décharge de la thermocline doivent être arrêtés. Ces seuils varient en fonction des conditions expérimentales, contrairement aux seuils arbitraires habituellement utilisés pour comparer les différentes cuves.

À la centrale MicroSol-R, une charge dynamique a été effectuée en choisissant de produire de la vapeur avec une puissance constante et en envoyant le surplus solaire vers la cuve de stockage. Les profils de température obtenus furent atypiques, avec une zone de thermocline remplissant toute la cuve (il n'y avait plus de zone chaude et de zone froide séparées par un gradient).

Toutefois, puisque la charge fut poursuivie jusqu'à ce qu'une surchauffe du fluide soit observée dans le champ solaire, les performances de la cuve furent correctes. En effet, une efficacité de charge comprise entre 73,0 % et 95,7 %, selon la définition de la surchauffe (une température respectivement supérieure à 300 °C et à 305 °C), a été obtenue. Il a été montré que l'outil prédictif du seuil dynamique peut être utilisé pour prédire la surchauffe du fluide dans le champ solaire.

Deux températures-seuils ont été définies pour étudier une décharge dynamique de la centrale MicroSol-R :

- la première permet de prédire le moment où il ne sera plus possible d'avoir une production de vapeur iso-puissance. Elle dépend du débit maximal de la décharge et de la température d'entrée du générateur de vapeur ;
- la seconde dépend de la température de vaporisation de la vapeur à la pression désirée, au besoin de surchauffe de la vapeur (pour le bon fonctionnement de la turbine), et au pincement thermique dans l'échangeur. Elle a en premier lieu été définie pour une production isobare à 15 bars.

Si uniquement la première température-seuil est utilisée, une efficacité de décharge de 92,9 % est obtenue. Le second seuil est quant à lui beaucoup plus restrictif : si l'on refuse de produire de la vapeur en dessous de 15 bars dans la centrale MicroSol-R, une efficacité de décharge de 85,5 % est obtenue. Si l'on accepte une baisse de la pression jusqu'à 5 bars, une efficacité de 93,5 % peut être atteinte.

Toutefois, diminuer la pression de fonctionnement de la turbine en aval du générateur de vapeur (côté eau) va nécessairement mener à des diminutions de l'efficacité de génération de l'électricité. En conclusion, puisque la température de sortie d'un stockage simple-cuve diminue au cours du temps tandis que celle d'un stockage deux-cuves reste constante, la production de ce dernier sera toujours supérieure. Néanmoins, il semble toujours plus intéressant de décharger au maximum la réservoir de stockage de type thermocline et donc de s'autoriser une baisse de la pression de service du générateur de vapeur.

Les performances de la thermocline dépendent donc fortement des conditions et des limitations expérimentales. Le seuil dynamique calculé ici permet d'aider un opérateur à appliquer la stratégie de contrôle la plus appropriée à une situation rencontrée, toutefois une étude plus complète d'une centrale solaire intégrant ce type de stockage est nécessaire pour évaluer les conséquences de son utilisation.

## IV.2. Étude numérique d’une centrale solaire de taille industrielle (50 MW<sub>e</sub>) incluant un stockage thermocline

### IV.2.1. Éléments bibliographiques et introduction

Puisque la variation de température en sortie de la thermocline de la centrale MicroSol-R semble avoir un impact relatif sur le reste du système, il était évident de poursuivre cette étude à une plus grande échelle. La plupart des centrales solaires à concentration basées sur la technologie cylindro-paraboliques possèdent des caractéristiques similaires (50 MW<sub>e</sub>, 7,5 heures de stockage), que l’on retrouve dans la centrale Andasol I, considérée comme une référence. Il a donc été décidé d’utiliser les informations concernant la centrale Andasol I pour simuler l’intégration d’un stockage de type thermocline.

Il y a plusieurs études numériques de centrales solaires à concentration, avec et sans stockage [156-159]. Grange *et al.* ont montré l’intérêt de l’intégration d’un système de stockage dans une centrale hybride (solaire et gaz) [160]. Récemment, Llorente-Garcia *et al.* [161] et Al-Maliki *et al.* [162] ont modélisé des centrales avec des stockages deux-cuves et ont comparé leurs résultats avec des résultats expérimentaux provenant de périodes en régime transitoire. Pour ce qui est du stockage thermocline, G.J. Kolb *et al.* [163], Angelini *et al.* [33], et Cocco *et al.* [164] ont comparé les performances typiques obtenues avec cette technologie à celles obtenues avec le stockage conventionnel. Mertens *et al.* ont étudié numériquement le comportement d’un stockage thermocline intégré dans une centrale à tour de 1,5 MW<sub>e</sub> avec de l’air comme fluide de transfert (régénérateur) [165]. Biencinto *et al.* [166] ont proposé de nombreuses stratégies de contrôle pour les deux technologies et ont montré que des performances annuelles similaires peuvent être obtenues.

Cependant, toutes ces études utilisent l’hypothèse que la température de sortie de la thermocline ne doit pas dépasser un seuil fixé à l’avance, par exemple 350 °C en charge pour le cas de Biencinto *et al.* Or, il a été montré dans la section IV.1. que ce seuil dépend fortement des conditions expérimentales (définies par les autres éléments de la centrale) et varie au cours du temps. De plus, ces travaux ont utilisé des modèles très simples dans le but de diminuer le temps de calcul lors de la simulation du comportement annuel des centrales. Le problème de ce choix est la perte d’informations et donc le manque de précision des résultats quant aux problèmes thermiques rencontrés. L’effet direct de la variation de température en sortie de thermocline sur les autres éléments de la centrale (champ solaire, groupe de puissance) n’a donc pas encore été évalué.

La simulation de la centrale Andasol I s’est donc effectuée à l’aide des deux modèles précédemment validés (thermocline et récepteurs cylindro-paraboliques). Un modèle très simple d’une cuve chaude est utilisé pour comparer les résultats entre stockage thermocline et stockage conventionnel. Le groupe de puissance est également simplifié au maximum, car l’accent de l’étude est mis sur la thermocline et le champ solaire. L’objectif de cette étude est ainsi de montrer le comportement et les performances de la thermocline durant 3 périodes typiques : proche du solstice d’été, proche du solstice d’hiver, et proche de l’équinoxe du printemps.

## IV.2.2. Description de la centrale

La centrale solaire qui est simulée possède des caractéristiques très proches de celles de la centrale Andasol I (50 MW<sub>e</sub>, Figure 132).

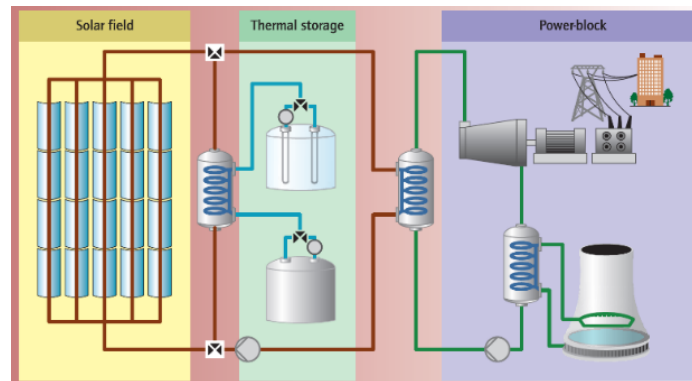


Figure 132 : Schéma de principe de la centrale Andasol I [15]

Cette dernière est composée de 156 boucles de collecteurs cylindro-paraboliques à axes Nord-Sud, chaque boucle ayant une longueur de 579 m [167]. La centrale réelle possède un stockage de type deux-cuves de 1010 MWh (7,5 heures à 135 MW<sub>th</sub>). Le modèle développé ici peut inclure l'un ou l'autre des deux types de stockage dans la centrale solaire simulée, avec la même capacité énergétique de stockage théorique.

Dans les centrales existantes, le stockage est souvent indirect (Figure 132) : de l'huile thermique est utilisée comme fluide de transfert dans le champ solaire tandis que des sels fondus sont employés pour le circuit du système de stockage, avec un échangeur de chaleur entre les deux circuits.

L'huile n'est pas utilisée dans les deux boucles (champ solaire et stockage), car un système de stockage nécessite une très grande quantité de matériaux. Or, les huiles thermiques sont onéreuses, possèdent une capacité énergétique de stockage relativement faible et sont inflammables (cf. section I.1.2.3., Tableau 4). Les sels fondus ne sont quant à eux pas utilisés comme fluide de transfert car ce dernier doit parcourir les kilomètres de tuyauteries qui composent les champs solaires des centrales. Or, les sels fondus sont fortement visqueux, corrosifs, et possèdent un point de fusion élevé (cf. section I.1.2.3., Tableau 4).

A l'inverse, le stockage thermocline est souvent associé au stockage direct avec de l'huile car les risques d'incendie sont minimisés grâce au remplacement d'une grande partie de l'huile par un matériau de stockage solide. C'est pourquoi la centrale simulée ici utilise de l'huile synthétique pour les récepteurs et pour la cuve thermocline (stockage direct). Afin de faciliter la comparaison entre les deux systèmes de stockage, le stockage deux-cuves simulé utilise également de l'huile (stockage direct). Les caractéristiques générales de la centrale sont données dans le Tableau 27.

Dénomination	Symbole	Valeur
Surface de collecte du champ solaire	$A_{SF}$	510120 m <sup>2</sup>
Longueur totale de tube	$l_{tubes,tot}$	89856 m
Température haute	$T_H$	393 °C
Température basse	$T_L$	293 °C
Puissance électrique de la turbine	$P_{el}$	50,0 MW
Pression nominale du groupe de puissance	$p_{steam}$	100,0 bars
Durée du stockage	$t_{st}$	7,5 heures
Capacité du stockage	$E_{st}$	1010 MWh
Débit massique minimum dans le champ solaire [161]	$\dot{m}_{min}$	312 kg.s <sup>-1</sup>
Débit massique maximum dans le champ solaire [161]	$\dot{m}_{max}$	1100 kg.s <sup>-1</sup>

**Tableau 27 : Propriétés de la centrale Andasol I [167]**

Le fluide de transfert traversant les récepteurs est l’huile synthétique Dowtherm A, dont les corrélations reliant ses caractéristiques sont fournies en Annexe 4.

Pour la cuve thermocline, l’alumine a été choisie comme matériau de garnissage, car elle a montré de très bonnes performances dans la centrale MicroSol-R, mais aussi une bonne compatibilité avec une autre huile synthétique (Jarysol®). Il est également aisé de l’obtenir en grande quantité et sous forme de sphères. Son inconvénient est évidemment son coût. Le prix volumique de l’alumine est sensiblement le même que celui de l’huile synthétique (environ 6000 €.m<sup>-3</sup>), mais sa capacité de stockage est bien plus importante (3,89 MJ.m<sup>-3</sup>.K contre 1,89 MJ.m<sup>-3</sup>.K à la température moyenne de la centrale Andasol I : 343 °C). Avec un autre matériau solide (roches naturelles, céramiques issues de déchets), la réduction de coût pourrait être plus importante.

L’objectif de cette étude est de comparer le stockage thermocline au stockage deux-cuves. En conséquence, les cuves ont été dimensionnées de manière à avoir exactement la même capacité de stockage maximale (1010 MWh). Le calcul de l’énergie stockable par chaque cuve cylindrique est donné par l’Équation 155 (deux cuves) et l’Équation 156 (thermocline).

$$E_{2T} = \pi \cdot R \cdot H \cdot \rho_{f,T_H} \cdot \int_{T_B}^{T_H} C_f \cdot dT \quad \text{Équation 155}$$

**Équation 156**

$$E_{Thc} = \pi \cdot H \cdot \int_{T_B}^{T_H} \left[ R^2 \cdot \{ \varepsilon \cdot \rho_{f,T_H} \cdot C_f + (1 - \varepsilon) \cdot \rho_s \cdot C_s \} + (e_w^2 + 2 \cdot R \cdot e_w) \cdot \rho_w \cdot C_w \right] \cdot dT$$

avec  $\rho_{f,T_H}$  la densité du fluide à la température haute du circuit.

Les caractéristiques des cuves de stockage sont données dans le Tableau 28.

Dénomination	Cuve chaude (technologie à deux cuves)	Cuve thermocline
Hauteur	$H_{ht} = 14,0 \text{ m}$	$H_{Thc} = 14,0 \text{ m}$
Diamètre	$D_{ht} = 43,7 \text{ m}$	$D_{Thc} = 33,0 \text{ m}$
Porosité	$\varepsilon_{ht} = 100 \%$	$\varepsilon_{Thc} = 40 \%$
Ratio des capacités volumiques	<i>n.a.</i>	$\frac{\rho_f \cdot C_{p_f}}{\rho_a \cdot C_{p_a}} = 0,49$

**Tableau 28 : Dimensionnement des cuves de stockage de la centrale de taille industrielle simulée**

En raison de la grande différence entre la capacité de stockage de l’huile et de celle de l’alumine, la cuve thermocline est plus étroite que la cuve chaude : le volume de la cuve de type thermocline est 43 % inférieur au volume de la cuve chaude<sup>1</sup>. Une importante réduction du coût du stockage peut donc être espérée.

## IV.2.3. Modèle de la centrale

### IV.2.3.1. Description générale

La centrale solaire qui est simulée ici est composée de trois éléments distincts : un champ solaire composé de concentrateurs cylindro-paraboliques, un stockage thermocline (ou à deux-cuves selon l’étude), et un groupe de puissance interagissant avec le circuit d’huile à travers son générateur de vapeur. Chaque élément interagit avec les autres durant l’étape de charge (Figure 133-a) et l’étape de décharge (Figure 133-b).

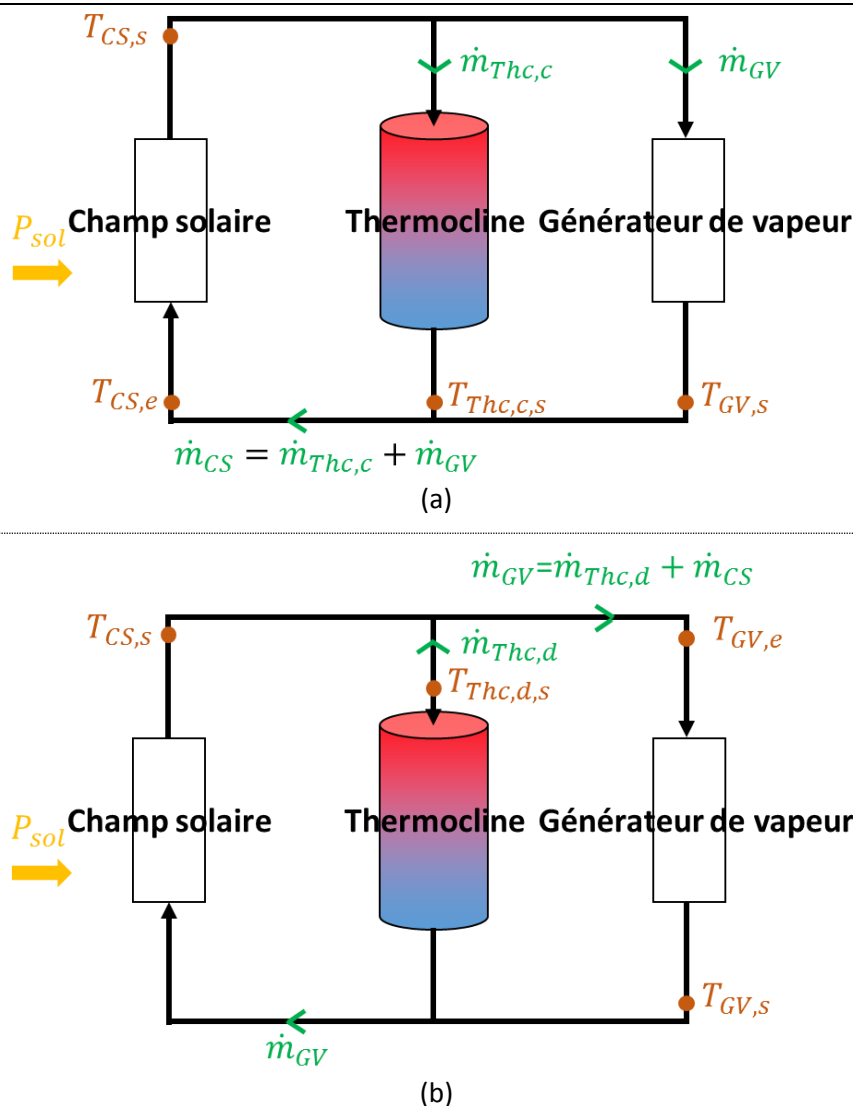


Figure 133 : Un schéma du modèle global durant la charge (a) et durant la décharge (b)

<sup>1</sup> Si les cuves de stockage étaient dimensionnées pour une capacité identique (1010 MWh) mais avec des sels fondus comme fluide de stockage, la différence de volume serait de 20 %

La tuyauterie reliant les différents éléments principaux de la centrale n’est pas prise en compte dans ce modèle thermique :

- pendant la charge, la température d’entrée de la thermocline et du générateur de vapeur sont égales à la température de sortie du champ solaire ;
- pendant la décharge, les températures d’entrée de la thermocline et du champ solaire sont égales à la température de sortie du générateur de vapeur.

Les mêmes hypothèses sont effectuées pour le cas avec le stockage à deux cuves. Le modèle global est donc divisé en trois modèles distincts (un pour chaque élément), avec quelques équations additionnelles pour les conditions solaires et les stratégies de contrôle.

### IV.2.3.2. Puissance solaire incidente

La position du soleil durant la totalité des journées simulées est calculée à partir d’un algorithme développé par le NREL (*National Renewable Energy Laboratory*) et nommé *Solar Position Algorithm* (S.P.A.), disponible en ligne sur le site dudit laboratoire. Puisque les données de DNI de la centrale Andasol n’étaient pas disponibles pour une année entière, des courbes expérimentales fournies par Llorente-Garcia *et al.* [161] ont été extrapolées. En effet, à partir de ces informations sur des journées spécifiques, une corrélation entre le DNI et l’élévation solaire (Él) a été développée dans le but d’estimer l’irradiance solaire pour n’importe quel autre jour de l’année (Équation 157).

Équation 157

$$DNI = 1,85 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Él}^5 - 4,63 \cdot 10^{-4} \cdot \text{Él}^4 + 4,56 \cdot 10^{-2} \cdot \text{Él}^3 - 2,29 \cdot \text{Él}^2 + 65,3 \cdot \text{Él} - 144,9$$

Les DNI calculés qui sont inférieurs à zéro sont pris comme nuls, et tous les jours sont considérés être parfaitement ensoleillés (pas de nuages). Cette corrélation ne donne pas de résultats proches de la réalité, mais permet d’avoir des courbes physiquement probables, avec des journées plus longue en été qu’en hiver, et un DNI variable en fonction de la masse d’atmosphère à traverser par les rayons (c’est à dire en fonction de l’élévation solaire). Globalement, le calcul donne un ensoleillement annuel de 2595 kWh.m<sup>-2</sup>.an<sup>-1</sup>, contre une valeur réelle d’environ 2136 kWh.m<sup>-2</sup>.an<sup>-1</sup> [167].

A partir de la connaissance de la surface de collecte du champ solaire A<sub>CS</sub>, la puissance solaire incidente peut être calculée (Équation 158).

$$P_{sol} = A_{CS} \cdot DNI \quad \text{Équation 158}$$

Toutes ces informations sont données en entrée du modèle, avec un pas de temps fixe et parcourant la totalité des périodes simulées (de plusieurs jours à un an).

### IV.2.3.3. Modèle des collecteurs cylindro-paraboliques

L’angle d’incidence des rayons du soleil sur les collecteurs est déterminé à partir de la position de ce dernier, puis des corrélations empiriques développées par Valenzuela *et al.* sont utilisées pour estimer l’efficacité optique des collecteurs (Équation 159) [133].

$$\eta_{opt}(\theta_i) = 0,768 \cdot (\cos(\theta_i) - 7 \cdot 10^{-4} \cdot \theta_i + 36 \cdot 10^{-6} \cdot \theta_i^2) \quad \text{Équation 159}$$

Le modèle thermique des récepteurs est celui qui a été développé en section III.1.1.

### IV.2.3.4. Modèle du stockage deux-cuves

Le stockage deux-cuves est défini par deux paramètres : le volume de fluide dans la cuve chaude (indice « cc »), et sa température (homogène). Pendant la charge, la température de la cuve à un



instant donné « n » résulte du bilan d’énergie effectué sur le mélange entre le fluide entrant dans la cuve et le fluide qui y était déjà (Équation 160 et Équation 161).

$$M_{cc}^n \cdot h_{cc}^n = M_{cc}^{n-1} \cdot h_{cc}^{n-1} + \dot{m}_{cc,c}^n \cdot h_{cc,c}^n \quad \text{Équation 160}$$

$$M_{cc}^n = \rho_{cc}^n \cdot V_{cc}^n \quad \text{Équation 161}$$

Les pertes thermiques ont été négligées en raison de la taille importante de la cuve, mais surtout parce que le but de cette étude est de comparer les deux types de stockage, endurant tous les deux des pertes thermiques similaires.

Rappelons que la cuve froide n’est qu’un réservoir permettant d’équilibrer le volume de fluide dans la centrale en fonction des retraits (charge) et des rajouts (décharge) de ce dernier. Puisqu’il est estimé que le groupe de puissance est en régime stationnaire (température de sortie constante, cf. section IV.2.3.6.), il n’est pas utile de simuler le comportement thermique de la cuve froide.

### IV.2.3.5. Modèle du stockage thermocline

Le modèle de la thermocline est celui qui a été développé en section II.2.1.2.2. Les pertes thermiques sont également négligées. Le modèle de la thermocline est utilisé en charge, en décharge et un modèle simplifié à une seule phase [73] est utilisé pendant les périodes de stand-by (nuit).

La cuve thermocline est considérée « pleine » si la différence entre la température de sortie en bas de la cuve et la température haute de la centrale  $T_H$  est inférieure à 5 °C. Elle est considérée « vide » si la différence entre la température de sortie en haut de la cuve et la température basse de la centrale  $T_B$  est inférieure à 5 °C.

### IV.2.3.6. Modèle du groupe de puissance

Le groupe de puissance est simplifié (cf. conclusion de la section III.2) : quel que soit le débit et la température d’entrée du générateur de vapeur, la température de sortie est la température basse  $T_B$  de la centrale (Équation 162).

$$T_{GV,s} = T_B \quad \text{Équation 162}$$

Il est donc possible de calculer l’énergie extraite par le générateur de vapeur à n’importe quel moment, avec l’Équation 163.

$$P_{GV} = \dot{m}_{GV} \cdot \int_{T_B}^{T_{GV,e}} C(T) \cdot dT \quad \text{Équation 163}$$

Cela ne reflète pas son comportement réel pour une utilisation industrielle, mais cette étude se focalise davantage sur le comportement dynamique du stockage thermocline que sur la précision de prédiction des performances d’Andasol I.

L’efficacité du groupe de puissance est définie comme le produit du rendement de Carnot et d’une efficacité exergetique  $\eta_{ex}$  (Équation 164).

$$\eta_{PB} = \eta_{Carnot} \cdot (T_{amb}, T_{GV,in}) \cdot \eta_{ex} \quad \text{Équation 164}$$

On estime que l’efficacité exergetique est constante sur toute la plage de fonctionnement du groupe de puissance (Équation 165).

$$\eta_{ex} = \eta_{ex,nom} = \text{constante} \quad \text{Équation 165}$$

Et donc finalement, la puissance électrique produite est alors calculée à partir de l’Équation 166 (avec une efficacité exergetique  $\eta_{ex}$  de 70 %)

$$P_{él} = \eta_{ex} \cdot \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{GV,in}}\right) \cdot P_{GV} \quad \text{Équation 166}$$

L’efficacité exergetique a été déterminée à partir des performances réelles de la centrale [167], en prenant la température de l’huile en entrée du générateur de vapeur comme source chaude, et la température extérieure comme source froide.

### IV.2.3.7. Contrôle-commande

Le contrôle-commande de la centrale détermine les étapes de fonctionnement (charge, décharge, stand-by) en fonction des différentes données de la centrale (ensoleillement, températures, puissances...), à tout instant simulé (quel que soit l’heure et quelle que soit la saison). C’est lui qui permet la simulation en continu de longues périodes de temps (de quelques jours à un an).

#### IV.2.3.7.1. Pendant la charge

Le schéma général pendant la charge de la thermocline est donné à la Figure 134.

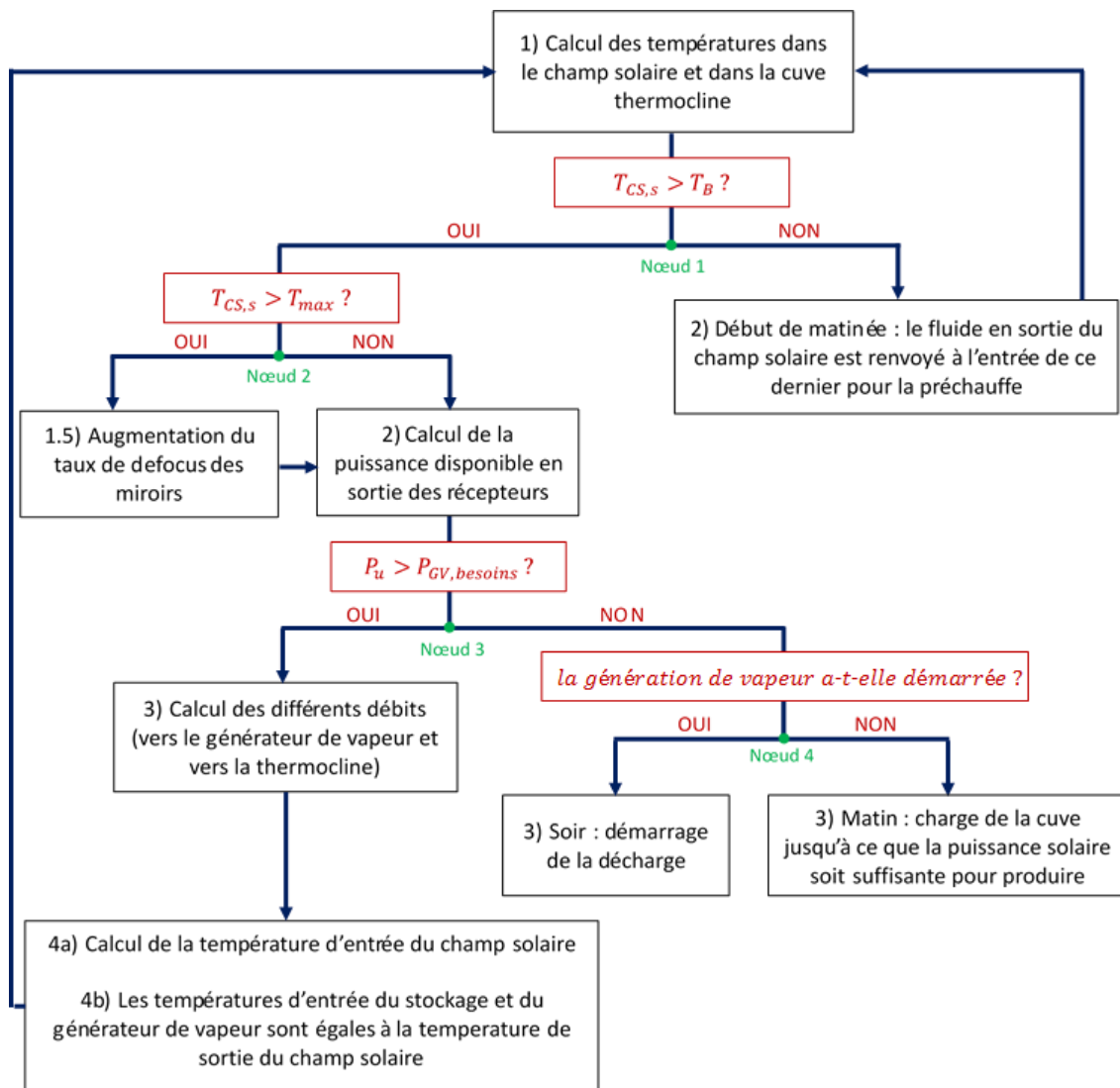


Figure 134 : Schéma général du modèle global pendant la charge

Un contrôleur P.I.D. (Proportionnel-Intégral-Dérivée) est utilisé pour calculer la valeur du débit massique permettant d’avoir la température haute en sortie du champ solaire (393 °C). Puis, en

début de matinée, si la température de sortie du champ est inférieure à la température basse  $T_B$  (Figure 134, Nœud 1), le fluide est recirculé en boucle fermée pour une préchauffe (Équation 167).

$$\text{si } T_{CS,s} > T_B \quad \text{alors} \quad T_{CS,e}^{n+1} = T_{CS,s}^n \quad \text{Équation 167}$$

Si la température de sortie  $T_{CS,s}$  est supérieure à la température basse  $T_B$  (Figure 134, Nœud 2), si la puissance utile du champ  $P_u$  (Équation 168) est inférieure aux besoins du générateur de vapeur  $P_{GV,besoins}$  (Figure 134, Nœud 3) et si la génération de vapeur n'a pas encore démarré (Figure 134, Nœud 4), le fluide est uniquement envoyé au stockage (Équation 169).

$$P_u = \dot{m}_{CS} \cdot \int_{T_B}^{T_{CS,s}} C(T) \cdot dT \quad \text{Équation 168}$$

$$\text{si } P_u < P_{GV,besoins} \quad \text{alors} \quad \dot{m}_{Thc,c} = \dot{m}_{CS} \quad \text{and} \quad \dot{m}_{GV} = 0 \quad \text{Équation 169}$$

Si  $P_u$  est supérieure à  $P_{GV,besoins}$ , avec une marge de  $5 \text{ MW}_{th}$  (Figure 134, Nœud 3), la juste part du débit est envoyée vers le générateur de vapeur du groupe de puissance, la production démarre et le surplus est envoyé au stockage (Équation 170).

$$\text{si } P_u > P_{GV,besoins} \quad \text{alors} \quad \dot{m}_{GV} = \frac{P_{GV,besoins}}{h_{CS,s}} \quad \text{et} \quad \dot{m}_{Thc} = \dot{m}_{CS} - \dot{m}_{GV} \quad \text{Équation 170}$$

La température d'entrée du champ solaire résulte alors du bilan d'énergie du mélange entre les retours de la thermocline et du générateur de vapeur (Équation 171).

$$\dot{m}_{CS} \cdot h_{CS,e} = \dot{m}_{Thc,c} \cdot h_{Thc,c,s} + \dot{m}_{GV} \cdot h_{GV,s} \quad \text{Équation 171}$$

L'Équation 171 donne ensuite l'Équation 172 en exprimant les modifications d'enthalpies avec l'expression de la capacité calorifique du fluide.

$$\text{Équation 172}$$

$$T_{CS,e} = -\frac{b}{a} + \sqrt{\frac{b^2}{a^2} + \frac{2}{\dot{m}_{CS} \cdot a} \cdot \left( \dot{m}_{Thc} \cdot \left( \frac{a}{2} \cdot T_{Thc,s} + b \right) \cdot T_{Thc,s} + \dot{m}_{GV} \cdot \left( \frac{a}{2} \cdot T_{GV,s} + b \right) \cdot T_{GV,s} \right)}$$

Avec a et b les deux constantes résultant de la régression linéaire de la capacité thermique de l'huile entre  $T_B$  et  $T_H$  (cf. Annexe 4).

Pendant la charge, les températures d'entrée du stockage et du générateur de vapeur sont égales à la température de sortie du champ solaire (Équation 173).

$$T_{Thc,c,e} = T_{GV,e} = T_{GV,s} \quad \text{Équation 173}$$

Si le débit massique général atteint sa valeur maximale  $\dot{m}_G = \dot{m}_{G,max}$  alors que la température de sortie  $T_{CS,s}$  excède la température haute du circuit  $T_H$ , une partie du champ solaire est légèrement détournée du soleil (Figure 134, Nœud 2). On appellera ce détournement *defocus* dans la suite de ce chapitre. Ce *defocus* est estimé être parfaitement contrôlé : si la puissance solaire est trop importante, l'efficacité des collecteurs est diminuée avec un pas de 0,5 % (Équation 174). Ce type de *defocus* pourrait être effectué en modifiant légèrement l'angle de suivi, et en détournant totalement des lignes entières lorsque cela est nécessaire.

$$\tau_{def}^{n+1} = \tau_{def}^n + 0,5 \% \quad \text{Équation 174}$$

Enfin, si la puissance utile est inférieure aux besoins du groupe de puissance (Figure 134, Nœud 3) et si la production de vapeur est déjà en cours (Figure 134, Nœud 4), alors la décharge démarre.

### IV.2.3.7.2. Pendant la décharge

Le schéma général durant la décharge est donné à la Figure 135.

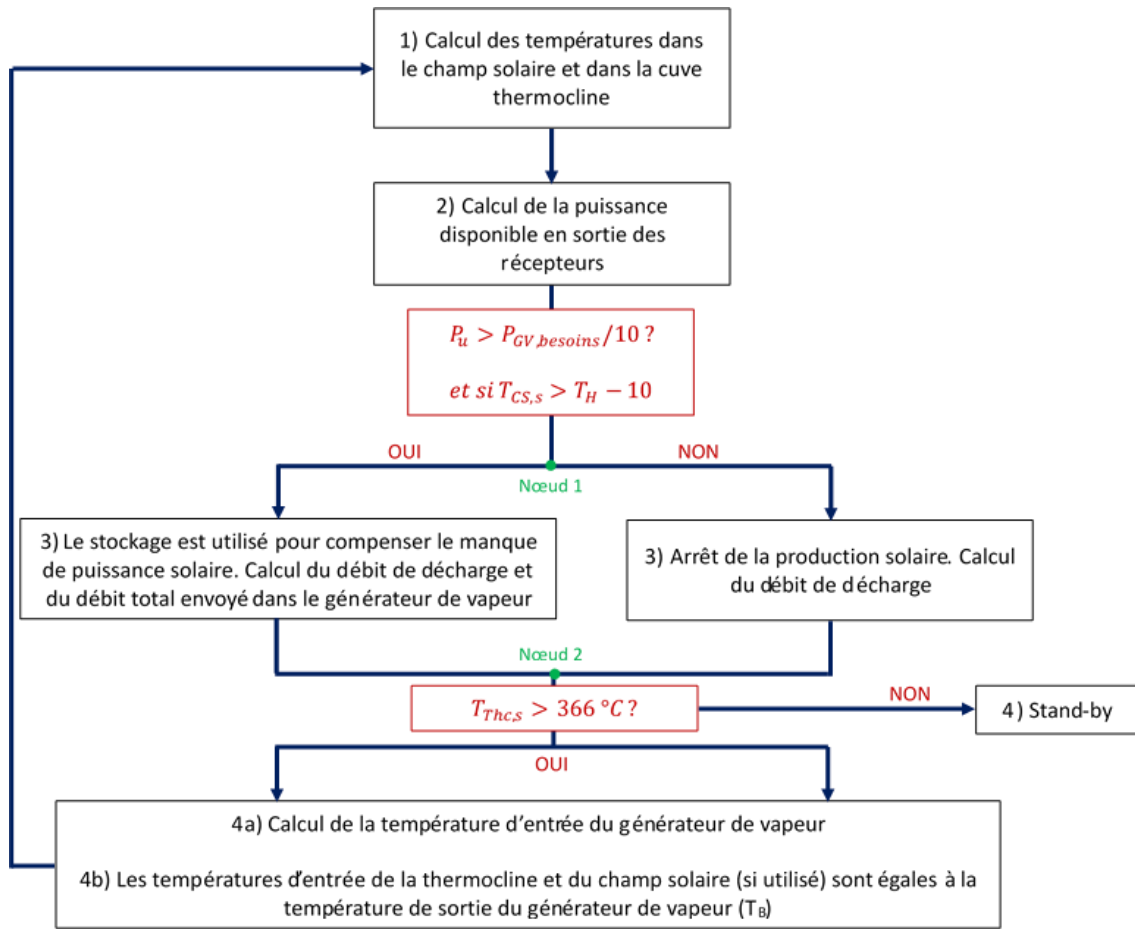


Figure 135 : Schéma général du modèle global pendant la décharge

Si  $P_u$  est inférieure à  $P_{GV, besoins}$ , la décharge démarre. Le manque de puissance provenant du champ solaire est fourni par le stockage (Équation 175).

$$\dot{m}_{décharge} = \frac{(P_{GV, besoins} - P_u)}{Cp_{st} \cdot (T_{St,s} - T_B)} \quad \text{Équation 175}$$

La température d'entrée du générateur de vapeur est alors obtenue à partir d'un bilan d'énergie sur le mélange entre les fluides provenant respectivement du champ solaire et du stockage (Équation 176).

Équation 176

$$T_{GV,e} = -\frac{b}{a} + \sqrt{\frac{b^2}{a^2} + \frac{2}{\dot{m}_{GV} \cdot a} \cdot \left( \dot{m}_{Thc,d} \cdot \left( \frac{a}{2} \cdot T_{Thc,d,s} + b \right) \cdot T_{Thc,d,s} + \dot{m}_{CS} \cdot \left( \frac{a}{2} \cdot T_{CS,s} + b \right) \cdot T_{CS,s} \right)}$$

Les températures d'entrée du stockage et du champ solaire (si utilisé) sont alors égales à la température du retour du générateur de vapeur (Équation 177).

$$T_{Thc,d,e} = T_{CS,e} = T_{GV,s} \quad \text{Équation 177}$$

Si la puissance utile  $P_u$  est inférieure à un dixième du besoin du groupe de puissance, ou si la température du champ solaire est inférieure de 10 °C de la température haute de la centrale  $T_H$

(Figure 135, Nœud 1), alors le champ solaire est considéré inutile et uniquement le stockage est utilisé pour continuer la génération de vapeur et d'électricité (critères définis arbitrairement).

Dans le cas présent, la cuve thermocline n'est jamais complètement déchargée, car la décharge est stoppée si la température de sortie en haut de la cuve est trop faible. En effet, le groupe de puissance nécessite une température minimum de 366 °C à l'entrée du générateur de vapeur (côté huile) pour assurer une production de vapeur sèche à 100 bars (50 °C de surchauffe, comme dans [166] et 5 °C de pincement dans l'échangeur thermique). Le seuil de température de la thermocline pendant la décharge est donc égal à cette température. Quand la température de sortie de la thermocline atteint cette température seuil de 366 °C (Figure 135, Nœud 2), la décharge s'arrête, ainsi que les productions de vapeur et d'électricité, et le système est mis en *stand-by* : le champ solaire continue de subir des pertes thermiques, et la cuve thermocline subit de la diffusion thermique interne.

De plus, lorsque la température de sortie de la cuve thermocline diminue pendant la décharge, le débit massique est graduellement augmenté dans le but de maintenir une puissance transmise constante  $P_{GV}$  (rappel : la température de sortie du générateur de vapeur est toujours égale à la valeur basse du système  $T_B$ ). La pompe de décharge est estimée être la même que la pompe générale, avec le même débit maximum, bien que les pertes de charge entre les deux circuits soient différentes.

#### IV.2.3.8. Discrétisation

Le champ solaire est divisé en 100 volumes de contrôle et le temps est discrétisé en pas de 20 secondes. Toutes les propriétés des éléments sont considérées constantes durant cet intervalle qui correspond approximativement au temps de passage du fluide dans un volume de contrôle des récepteurs. Les profils de température du champ solaire et de la thermocline sont sauvegardés à chaque pas de temps pour servir d'état initial au pas de temps suivant.

#### IV.2.3.9. Post-traitement

Après la simulation l'énergie utile totale  $E_u$  (puissance utile intégrée sur le temps), l'énergie totale envoyée au générateur de vapeur  $E_{GV}$  (puissance au générateur de vapeur intégrée sur le temps) et l'énergie électrique totale produite  $E_{él}$  sont calculées à partir des différents débits et températures de l'huile (Équation 178 à l'Équation 180).

$$E_u = \sum_{n=0}^{n=n_{fin}} P_u \cdot \Delta t = \sum_{n=0}^{n=n_{fin}} \dot{m}_{CS} \cdot \left[ \int_{T_B}^{T_{CS,s}} C(T) \cdot dT \right] \cdot \Delta t \quad \text{Équation 178}$$

$$E_{GV} = \sum_{n=0}^{n=n_{fin}} P_{GV} \cdot \Delta t = \sum_{n=0}^{n=n_{fin}} \dot{m}_{GV} \cdot \left[ \int_{T_B}^{T_{GV,e}} C(T) \cdot dT \right] \cdot \Delta t \quad \text{Équation 179}$$

$$E_{él} = \sum_{n=0}^{n=n_{fin}} E_{él} \cdot \Delta t = \sum_{n=0}^{n=n_{fin}} \eta_{ex} \cdot \left( 1 - \frac{T_{amb}}{T_{vap}} \right) \cdot \dot{m}_{GV} \cdot \left[ \int_{T_B}^{T_{GV,e}} C(T) \cdot dT \right] \cdot \Delta t \quad \text{Équation 180}$$

Une efficacité journalière de la centrale est calculée à partir de l'énergie électrique produite  $E_{él}$  et de l'énergie solaire incidente  $E_{sol}$  qui est définie à partir de la courbe du DNI et de la surface de collecte du champ solaire (Équation 181).

$$\eta_{sol \rightarrow él} = \frac{E_{él}}{E_{sol}} = \frac{E_{él}}{S_{CS} \cdot \sum_{n=0}^{n=n_{fin}} DNI \cdot \Delta t} \quad \text{Équation 181}$$

Dans le but d’évaluer la part de la capacité de stockage de la thermocline qui n’est pas effectivement utilisée pour stocker de l’énergie, une efficacité de charge et une efficacité de décharge sont définies de la même manière que dans la section II.2.2.3.1. :

- l’efficacité de charge correspond à l’état de charge final de la thermocline et compare l’énergie stockée  $E_{chargée}$  à l’énergie maximum stockable  $E_{max}$  (Équation 182) ;

$$\eta_{charge} = \frac{E_{chargée}}{E_{max}} \quad \text{Équation 182}$$

- l’efficacité de décharge compare l’énergie qui a été déstockée de la cuve  $E_{déchargée}$  à l’énergie initialement stockée  $E_{chargée}$  (Équation 183). Pour un stockage deux-cuves, la totalité de l’énergie stockée peut être déstockée et l’efficacité est de 1. Pour un stockage de type thermocline, l’efficacité est toujours inférieure à l’unité en raison de l’arrêt précoce de la décharge quand une température seuil est atteinte ;

$$\eta_{décharge} = \frac{E_{déchargée}}{E_{chargée}} \quad \text{Équation 183}$$

- l’efficacité globale peut être utilisée quand une décharge suit une première charge. Elle est calculée en multipliant les deux efficacités précédentes (Équation 184). Elle compare l’énergie déchargée à l’énergie maximum stockage et déstockable par une cuve idéale  $E_{max}$ .

$$\eta_{g,Thc} = \eta_{charge} \cdot \eta_{décharge} \quad \text{Équation 184}$$

## IV.2.4. Résultats de la simulation pour trois périodes significatives

Les objectifs de ces simulations sont :

- durant la charge, évaluer l’impact de la température variable en sortie de la thermocline sur le champ solaire (*defocus*, surchauffe) ;
- comparer la production d’électricité entre le stockage deux-cuves et le stockage thermocline ;
- observer la présence d’une éventuelle dégradation des performances de la thermocline après plusieurs cycles de charges et de décharges partielles (plusieurs jours consécutifs).

Dans ce but, trois périodes ont été simulées : une proche du solstice d’été, une proche du solstice d’hiver, et une proche de l’équinoxe de printemps.

Seuls les résultats de la simulation avec thermocline sont systématiquement présentés. Les résultats dans le cas du stockage conventionnel ne sont montrés que s’ils paraissent nécessaires.

### IV.2.4.1. Période près du solstice d’été (10/06/2016 - 30/06/2016)

Pour ces jours simulés, il y a environ 14 heures de soleil, et l’efficacité optique est presque constante, avec une valeur minimum de 0,71 et maximale de 0,79 (Figure 136). Les productions solaires sont donc les plus importantes de l’année.

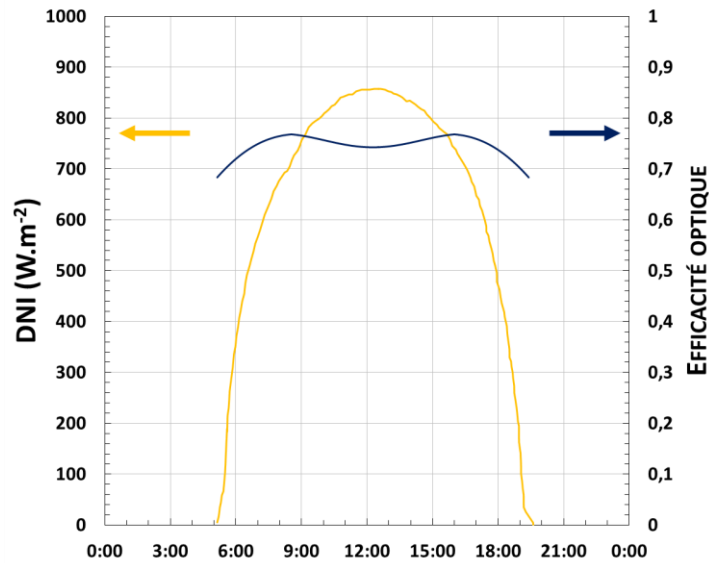


Figure 136 : DNI et efficacité optique pendant le premier jour de la période d'été (10/06/2016)

#### IV.2.4.1.1. Premier jour (10/06/2016)

La Figure 137 montre la distribution de puissance dans la centrale pour cette première journée étudiée.

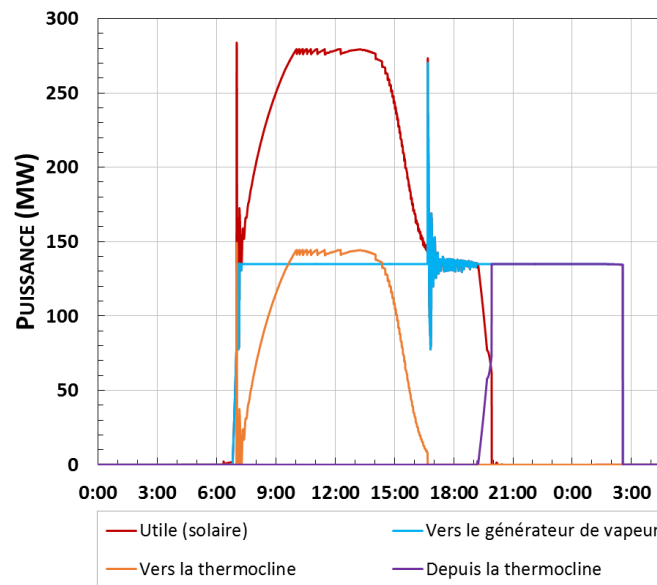


Figure 137 : Les différentes puissances pendant le premier jour de la période d'été

Mise à part deux périodes de fortes instabilités (autour de 7h et autour de 17h), la puissance envoyée au générateur de vapeur reste constante de 7h à 2h30 le lendemain (courbe bleue sur la Figure 137), soit une production continue pendant 19,5 heures. Pendant la journée, entre 7h et 17h, le surplus de puissance est envoyé au stockage (courbe orange). Entre 17h et 19h, la charge est arrêtée et la production est uniquement effectuée à l'aide du champ solaire. Entre 19h et 20h, la cuve est lentement déchargée pour compenser un manque de puissance solaire, puis, entre 20h et 2h30 le lendemain (soir puis nuit), seul le stockage est utilisé pour produire de l'électricité (courbe violette confondue avec la courbe bleue).

Dans le but d’en comprendre davantage sur ce qui se passe durant cette journée simulée, le débit massique et la distribution de températures ont été tracés en Figure 138-a et 138-b.

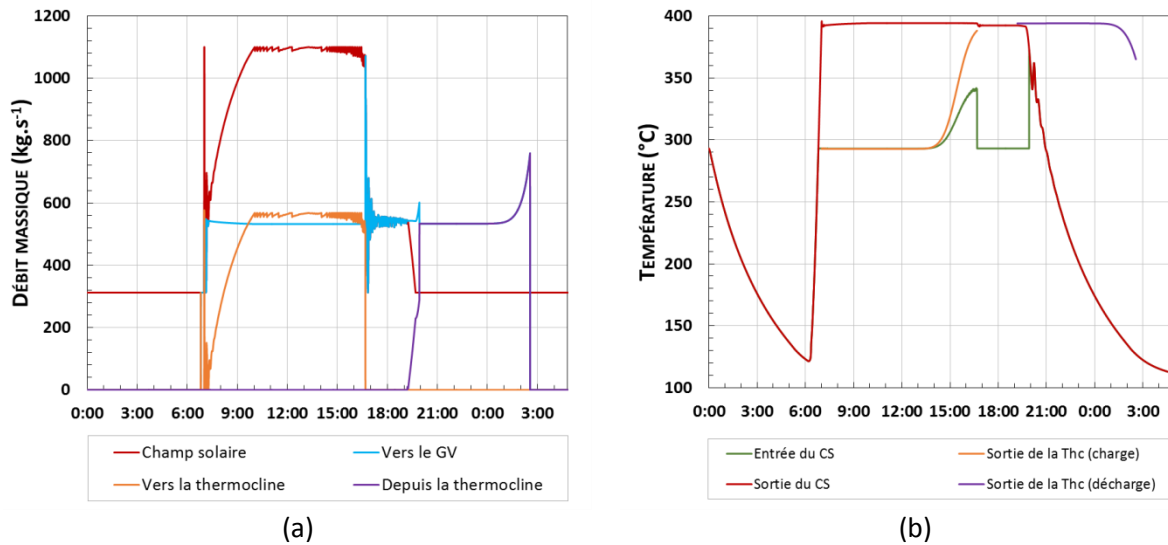


Figure 138 : Les différents débits massiques (a) et températures (b) pendant le premier jour de la période d’été

Avant le lever du soleil (avant 7h), la centrale n’est pas utilisée et le fluide de transfert subit uniquement des pertes thermiques, ce qui entraîne une diminution des températures du champ solaires au cours du temps. La journée peut être divisée en trois périodes : préchauffe et charge (de 7h à 17h), standby de la cuve et production solaire (de 17h à 19h), et décharge (de 19h à 2h30).

Lorsque le soleil se lève (vers 7h), la circulation de fluide démarre dans le champ solaire (Figure 138-a). Après un léger dépassement, le débit massique est graduellement augmenté au fur et à mesure de l’élévation de la puissance solaire disponible, jusqu’à ce que sa valeur maximale ( $1100 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ) soit atteinte (10h). Après 15h, la température de sortie de la cuve de stockage augmente (courbe orange sur la Figure 138-b) à cause de l’extraction de la zone de thermocline.

Vers 17h, la thermocline est pleine : la température d’entrée du champ solaire qui dépendait du mélange entre le retour du stockage et celui du générateur de vapeur retombe brusquement à la valeur de la sortie du générateur de vapeur ( $T_B$ , Figure 138-b). En conséquence, le débit massique est diminué très rapidement, ce qui provoque quelques instabilités. Puis la production continue sans stockage (mode « standby de la cuve »).

Vers 19h, la puissance solaire est insuffisante pour faire fonctionner le générateur de vapeur (Figure 137), la décharge commence donc avec un débit massique augmentant graduellement. Vers 20h, la puissance solaire est considérée inutile et seule la thermocline est utilisée pour produire de l’électricité, avec un débit de décharge constant. A la fin de la décharge, comme la température de sortie de la cuve diminue (Figure 138-b), le débit massique est graduellement augmenté pour conserver une puissance envoyée au générateur de vapeur constante (Figure 138-a).

La Figure 139 représente le taux de *defocus*/détournement du champ solaire pendant cette journée.



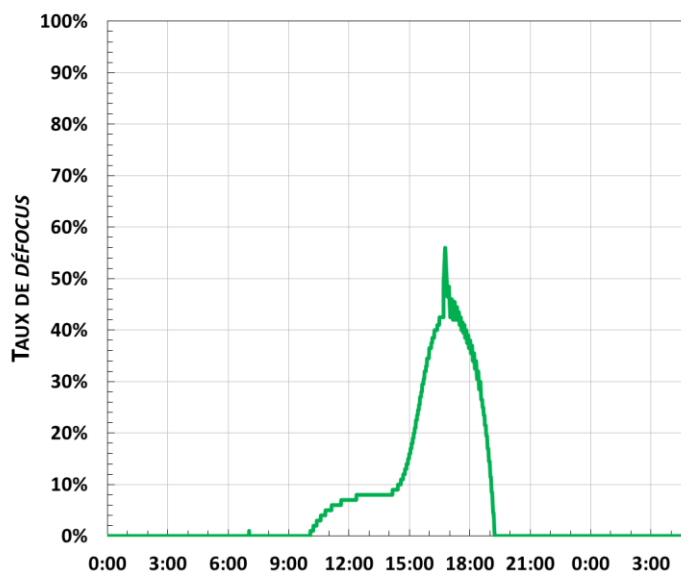


Figure 139 : Le taux de détournement du champ solaire pendant la période d’été

À partir de 10h, même si la température de sortie de la thermocline n’augmente pas encore (Figure 138-b), une partie du champ solaire doit être détournée du soleil (Figure 139) car la puissance solaire est trop importante (Figure 137). À partir de 15h, en raison de l’extraction de la zone de thermocline, la température d’entrée du champ solaire augmente graduellement, et le taux de *defocus* aussi car le débit est déjà maximal. À 17h, le stock est « plein ». La puissance solaire est alors trop importante par rapport au besoin du générateur de vapeur. Le taux de *defocus* augmente donc sensiblement, puis diminue au fur et à mesure que le DNI et l’efficacité optique baissent (fin de journée, Figure 136 et Figure 139).

Ces résultats concernent un unique jour, démarrant avec une cuve totalement déchargée et un champ solaire préchauffé à la température basse du système. Or, pendant la nuit, d’une part l’huile qui reste dans les récepteurs solaires subit des pertes thermiques. D’autre part une période de *stand-by* de la thermocline entraîne de la diffusion thermique entre sa zone chaude et sa zone froide. Ces deux phénomènes sont donc simulés, mais aucune perte thermique n’est prise en compte pour la cuve de stockage. Les conditions initiales du lendemain peuvent donc être très différentes de celles du premier jour. Il a donc été décidé d’effectuer une simulation de 20 jours consécutifs dans le but d’observer le comportement cyclique du système global.

#### IV.2.4.1.2. Vingt jour consécutifs

Vingt jours consécutifs ont été simulés, en démarrant avec celui qui a été étudié précédemment. Les DNI et les efficacités optiques ont été calculées pour chaque jour, à partir de l’algorithme de position du soleil et les corrélations développées.

Aucun effet de cyclage de la thermocline n’a été observé : chaque jour, la cuve est presque entièrement chargée, et la décharge suivante est donc toujours identique à la décharge précédente. (Figure 140, les courbes sont confondues deux-à-deux).

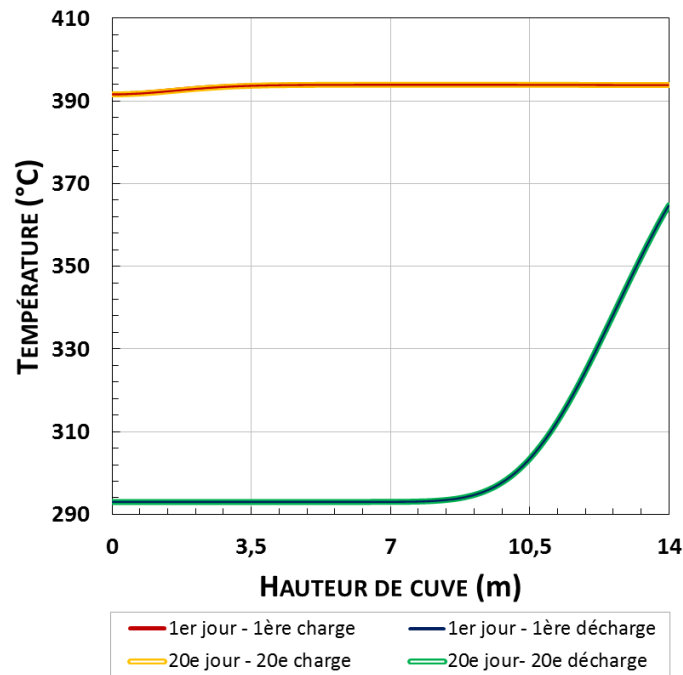


Figure 140 : Profils de température finaux pendant la période d’été : pas d’effet de cyclage observé

Comme il a été expliqué en section II.2.3.2.3., avoir au moins un seuil de température souple (95 %  $\Delta T_{tot}$  observés ici) permet d’éviter la détérioration des performances de la cuve.

#### IV.2.4.1.3. Comparaison à la technologie deux-cuves

A titre de comparaison, la même simulation (première journée en période estivale) a été effectuée avec un stockage deux-cuves au lieu de la thermocline. Sur la Figure 141, représentant les résultats pour la première journée étudiée, il est visible qu’une partie du champ solaire doit également être détournée du soleil, d’abord en raison de la trop forte puissance solaire (à partir de 10), puis parce que la cuve chaude est pleine (15h).

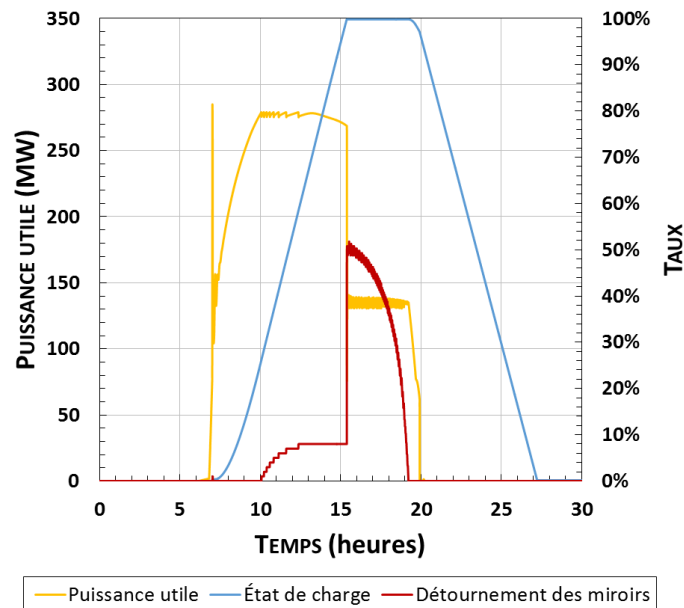
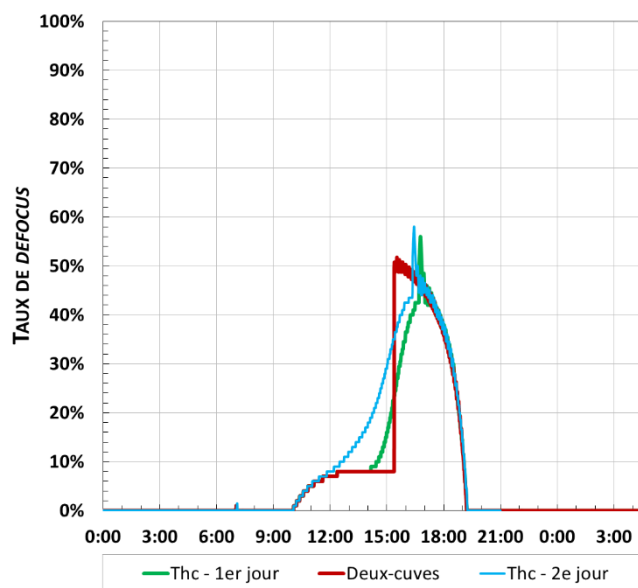


Figure 141 : Résultats obtenus avec un stockage deux-cuves pendant le premier jour de la période d’été

Les deux courbes de *defocus*, obtenues respectivement avec le stockage thermocline (courbe verte de la Figure 142) et le stockage deux-cuves (courbe rouge de la Figure 142) pour le premier jour simulé, peuvent être comparées, ce qui permet d’observer que :

- à partir de 14h, le stockage thermocline entraîne plus de *defocus* que le stockage deux-cuves car la zone de thermocline est en cours d’extraction ;
- à partir de 15h30, le stockage deux-cuves est plein alors que la charge de la thermocline n’est pas finie. En conséquence, le premier entraîne un *defocus* bien plus important que la seconde ;
- à partir de 16h, les deux stockages sont pleins et entraînent donc le même *defocus*.



**Figure 142 : Comparaison du taux de defocus obtenu avec la thermocline et celui obtenu avec le stockage deux-cuves pendant une journée proche du solstice d’été**

La thermocline ne semble donc pas entraîner plus de *defocus* que le stockage deux-cuves pour le premier jour. Les aires des courbes de la Figure 142 sont très proches : 6295 %.s (thermocline) et de 6602 %.s. (deux-cuves).

Toutefois, alors que le comportement général de la centrale avec un stockage de type deux-cuves est identique pour les jours qui suivent, le stockage de type thermocline présente des résultats différents à partir du second jour. En effet, puisque la décharge de la thermocline à la fin de la première journée est incomplète (Figure 140), il y a besoin de moins d’énergie pour charger une nouvelle fois le système de stockage. Le *defocus* des miroirs démarre plus tôt dans la journée (courbe bleue sur la Figure 142) et la quantité de *defocus* totale sur la journée est plus importante que dans le cas du stockage conventionnel : l’aire de la courbe bleue de la Figure 142 est de 7620 %.s, soit un *defocus* 15 % plus important que dans le cas du stockage deux-cuves. Le comportement de la thermocline en termes de *defocus* est ensuite identique pour toutes les journées subséquentes.

#### IV.2.4.1.4. Éléments de conclusion

Une analyse énergétique de la centrale peut également être effectuée afin de confronter les deux technologies de stockage : le critère de comparaison peut alors être l’énergie utile  $E_u$  (Équation 178), l’énergie envoyée au générateur de vapeur  $E_{GV}$  (Équation 179), l’électricité produite par le groupe de puissance  $E_{el}$  (Équation 180), ou encore l’efficacité journalière (Équation 181) de la centrale  $\eta_{sol \rightarrow el}$ .

Le Tableau 29 rassemble les résultats obtenus pour ces jours simulés.

Cas	$E_u$ (MWh <sub>th</sub> )	$E_c$ (MWh <sub>th</sub> )	$E_d$ (MWh <sub>th</sub> )	$E_{GV}$ (MWh <sub>th</sub> )	$E_{él}$ (MWh <sub>e</sub> )	$\eta_{sol \rightarrow él}$
Deux-cuves 1 <sup>er</sup> jour	2739	1016	1016	2737	1067	22,4 %
Thermocline 1 <sup>er</sup> jour	2768	1019	912	2645	1030	21,6 %
Deux-cuves 20 <sup>e</sup> jour	2733	1014	1014	2732	1065	22,4 %
Thermocline 20 <sup>e</sup> jour	2653	1018	912	2642	1029	21,6 %

**Tableau 29 : Puissances produites et transmises durant la période d’été – Efficacité journalière de la centrale**

Pour la première journée, les deux stockages mènent à la même production d’énergie utile (2739 MWh pour les deux cuves contre 2768 MWh pour la thermocline), ce qui signifie qu’ils conduisent au même taux de *defocus* des miroirs.

Cependant, en décharge, alors que la cuve chaude permet une restitution totale de l’énergie stockée (2737 MWh sont envoyés au générateur de vapeur sur toute la journée), la température décroissante en sortie de la thermocline mène à un arrêt précoce de sa décharge (lorsque la température est trop faible pour permettre la production de vapeur sèche à 100 bars, cf. Figure 138-b).

De plus, puisque la température d’entrée du générateur de vapeur diminue avec l’extraction de la zone de thermocline, il en est de même pour l’efficacité du groupe de puissance (dont la valeur est en permanence 27,8 % pour le stockage deux cuves mais diminue jusque 26,8 % avec la thermocline).

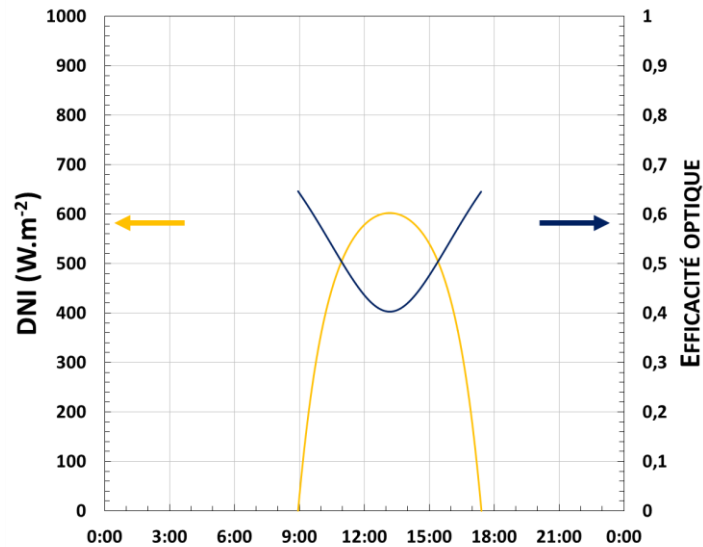
En conséquence, l’énergie envoyée au générateur de vapeur  $E_{SG}$  pour la centrale avec un stockage thermocline n’est que de 2645 MWh (premier jour). Si l’on effectue la comparaison sur la base de l’efficacité journalière, on voit que le stockage deux-cuves conduit à des valeurs plus élevées (22,4 % contre 21,6 %). Au final, l’électricité produite avec le stockage thermocline est 3,4 % inférieure à celle obtenue avec le stockage conventionnel.

Les différences entre résultats du premier et du vingtième jour sont très faibles, que ce soit pour le stockage deux-cuves ou le stockage thermocline. Ceci est dû au fait que les charges sont toujours totales. Néanmoins, comme les décharges de la thermocline sont partielles, il y a besoin de moins d’énergie pour charger totalement le réservoir à partir du deuxième jour, ce qui explique une énergie utile totale  $E_u$  légèrement inférieure.

L’état de charge final de la thermocline est quasiment identique pour chaque jour et de 99,7 % et les efficacités de décharge 89,6 %. Cela signifie qu’en été, pour une capacité de stockage de 1010 MWh, la thermocline a une capacité effective (capacité maximum multiplié au rendement global de la thermocline) de 902 MWh. Un surdimensionnement de 11 % permettrait d’avoir la même capacité effective que le stockage conventionnel en été (car il y a suffisamment d’énergie solaire disponible pour remplir une cuve plus grande).

### IV.2.4.2. Période près du solstice d’hiver (10/12/2016 – 30/12/2016)

Ces journées sont les plus courtes de l’année, avec moins de 7 heures de soleil et une efficacité optique très variable (entre 0,4 à midi et 0,65) en raison de la faible élévation solaire (Figure 143).



\*

Figure 143 : DNI et efficacité optique durant le premier jour de la période d’hiver étudiée (10/12/2016)

#### IV.2.4.2.1. Premier jour (10/12/2016)

La Figure 144 montre la distribution de puissance durant la première journée de la période d’hiver étudiée.

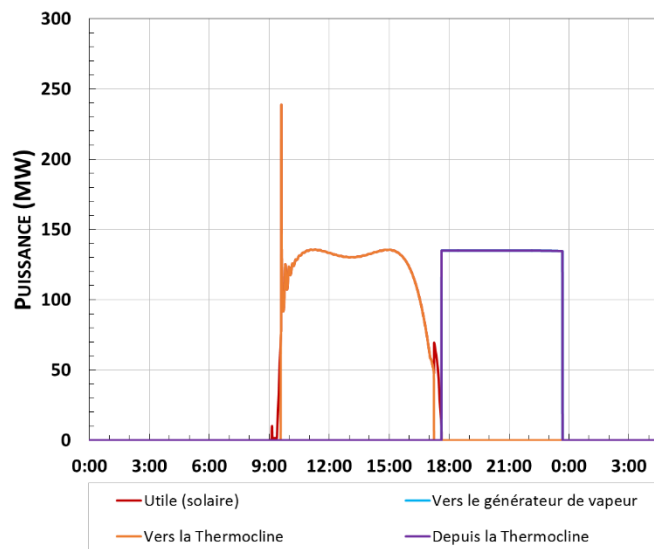


Figure 144 : Les différentes puissances en jeu durant le premier jour de la période d’hiver

La production solaire est très faible en comparaison avec de la journée d’été. En fait, elle est toujours inférieure aux besoins du groupe de puissance (135  $MWh_{th}$ ) pour toute la journée (Figure 144). En conséquence, à titre de stratégie de contrôle, la totalité de l’énergie qui a été produite a tout d’abord été stockée, puis déstockée en fin de journée à la puissance requise (135  $MWh_{th}$ ).

La distribution des températures durant cette journée est donnée à la Figure 145.

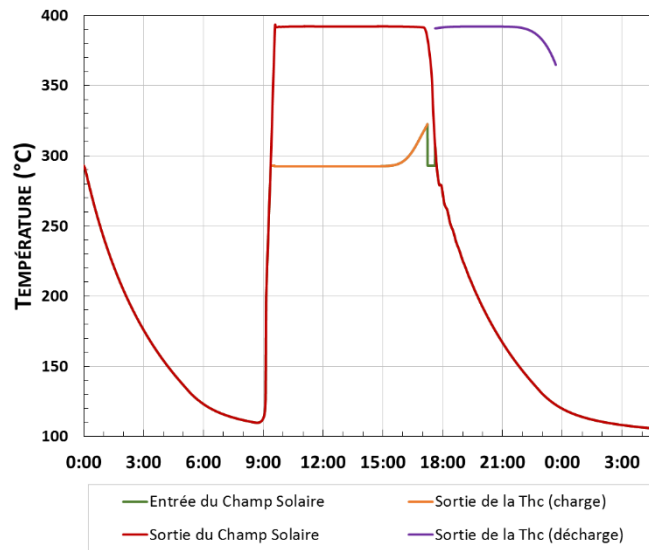


Figure 145 : Les différentes températures prédites durant le premier jour de la période d'hiver

La température de sortie de la thermocline n'augmente pas assez pour créer une probable surchauffe de l'huile dans les récepteurs. En conséquence, aucun *defocus* des collecteurs n'est nécessaire pour la période hivernale.

#### IV.2.4.2.2. Vingt jours consécutifs et comparaison au stockage deux-cuves

Dans le but d'évaluer les effets de cyclage sur le comportement de la thermocline (et donc sur sa capacité effective et ses performances), les profils de température finaux pour le premier et le vingtième jour de cette période sont donnés à la Figure 146.

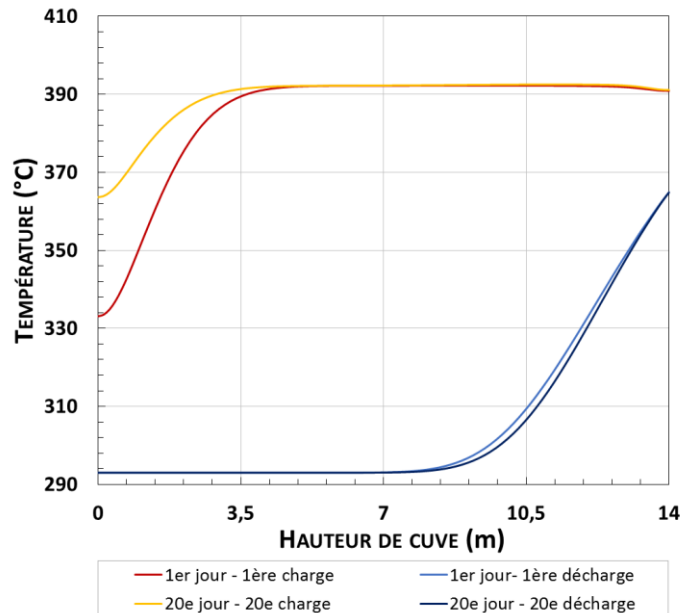


Figure 146 : Profils de température finaux obtenus pendant la période d'hiver

Il n'y a pas de détérioration importante de la thermocline avec le cyclage. Ceci n'était pas prévu et mérite une explication.

En effet, il a été montré en section II.2.3.2.2. que des charges et des décharges partielles entraînent un rapprochement des profils finaux de température et une diminution de la part de la cuve utilisable pour le stockage. Dans ce cas précis, aucun effet de cyclage de ce type n’a été observé. Ceci est dû au fait que les charges ne sont pas arrêtés en raison d’une température seuil atteinte, mais en raison d’une puissance solaire insuffisante. Autrement dit, la durée de la charge est la même entre deux jours consécutifs, bien que l’état initial de la cuve soit différent. En conséquence, si une charge démarre avec un stock initial d’énergie, elle finit simplement avec un stock final d’énergie plus grand que si elle avait démarré complètement déchargée. Ce processus se poursuit jusqu’à atteindre un certain équilibre entre charge et décharge.

Le Tableau 30 compare les différentes énergies qui sont produites et transférées durant ces jours d’hiver, avec les deux technologies de stockage.

Cas	$E_u$ (MWh <sub>th</sub> )	$E_c$ (MWh <sub>th</sub> )	$E_d$ (MWh <sub>th</sub> )	$E_{Gv}$ (MWh <sub>th</sub> )	$E_{él}$ (MWh <sub>e</sub> )	$\eta_{sol \rightarrow él}$
Deux-cuves 1 <sup>er</sup> jour	965	963	963	963	374	16,2 %
Thermocline 1 <sup>er</sup> jour	962	961	833	833	323	14,0 %
Deux-cuves 20 <sup>e</sup> jour	949	948	948	948	368	16,1 %
Thermocline 20 <sup>e</sup> jour	944	1019	932	932	364	15,8 %

**Tableau 30 : Énergies produites et transférées durant la période d’hiver – Efficacité journalière de la centrale**

En ce qui concerne la technologie à deux cuves, la différence d’énergie utile  $E_u$  entre le premier et le vingtième jour est uniquement due à la variation de la position du soleil entre les différentes journées. L’efficacité quotidienne est inférieure que dans les cas de l’été en raison des pertes optiques supérieures (hauteur solaire plus faible).

Pour la première journée, alors que le stockage deux-cuves permet une parfaite restitution de l’énergie emmagasinée (963 MWh envoyés au générateur de vapeur contre 965 MWh d’énergie utile pour le premier jour), la cuve thermocline ne restitue que 87 % de l’énergie stockée (833 MWh sont déchargées alors que 961 MWh ont été stockés). Ceci est dû à la charge partielle de la cuve qui entraîne une zone de thermocline très épaisse durant la décharge consécutive. Toutefois, puisque la décharge n’est pas complète, la journée suivante démarre avec un stock initial d’énergie et la charge suivante est plus proche d’une charge totale. C’est pourquoi l’efficacité journalière augmente entre le premier et le vingtième jour.

Finalement, avec la thermocline, un comportement périodique est obtenu dès le second jour et les dix-neuf états de charge suivants sont compris entre 94,3 % et 96 %. L’efficacité de décharge est de 87,3 % pour le premier jour, puis varie ensuite entre 89,1 % et 89,5 %. Puisqu’il n’y a pas de surchauffe, toute l’énergie utile produite par le champ solaire est emmagasinée par les stockages, quelle que soit la technologie utilisée. En conséquence, uniquement la décharge permet de différencier les deux technologies de stockage.

À noter que pour le vingtième jour, l’état de charge final de la thermocline est plus important que celui de la cuve chaude. Ceci est dû à l’énergie résiduelle dans la cuve thermocline en début de journée.

Finalement, en hiver, le stockage thermocline restitue environ 900 MWh alors qu’il est conçu pour une capacité de 1010 MWh. Un surdimensionnement de 11 % n’augmenterait pas son efficacité car il faudrait alors plus d’énergie pour éviter des charges partielles.

Pour le premier jour, l’efficacité journalière pour le cas avec la thermocline est inférieure à celle obtenue avec le stockage deux-cuves (14,0 % contre 16,2 %). Ceci est dû au fait que l’état de charge initial de la thermocline est nul. A partir du moment où le comportement périodique est atteint, la charge démarre avec de l’énergie résiduelle et quasiment toute l’énergie stockée est déstockée le même jour, donc l’efficacité quotidienne se rapproche de celle obtenue avec le stockage conventionnel (15,8 % contre 16,1 %). La différence restante est due à la différence d’évolution de la température de sortie en décharge des deux systèmes de stockage. Cette différence d’efficacité entre les deux technologies ne peut donc pas être davantage réduite.

#### IV.2.4.3. Période près de l’équinoxe de printemps (10/03/2016 – 30/03/2016)

Pour les jours autour du 21 mars 2016, le DNI et les efficacités optiques sont bien sûr entre les deux gammes obtenues précédemment (Figure 147).

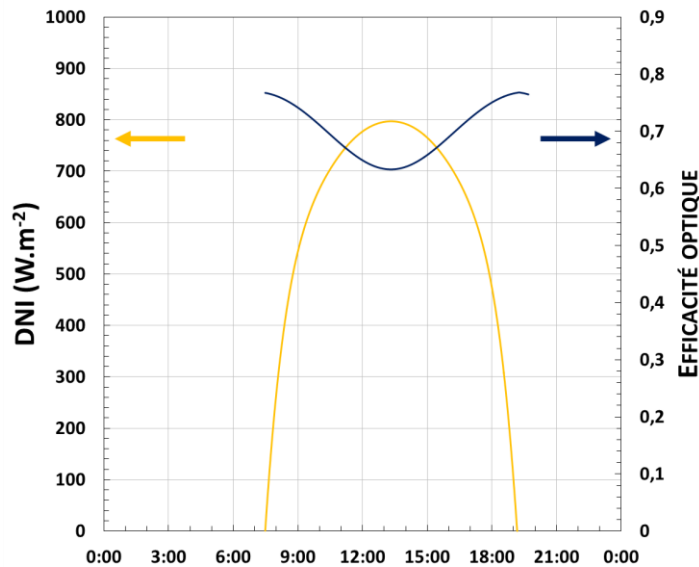
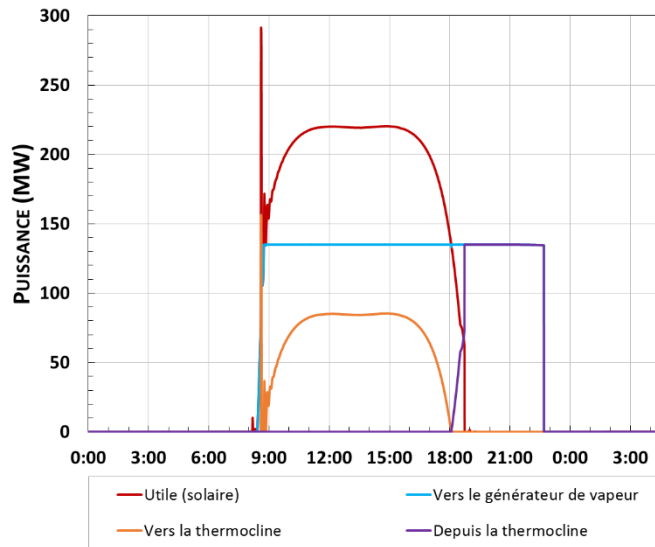


Figure 147 : DNI et efficacité optique durant le premier jour de la période de printemps étudiée (10/03/2016)



### IV.2.4.3.1. Premier jour (10/03/2016)

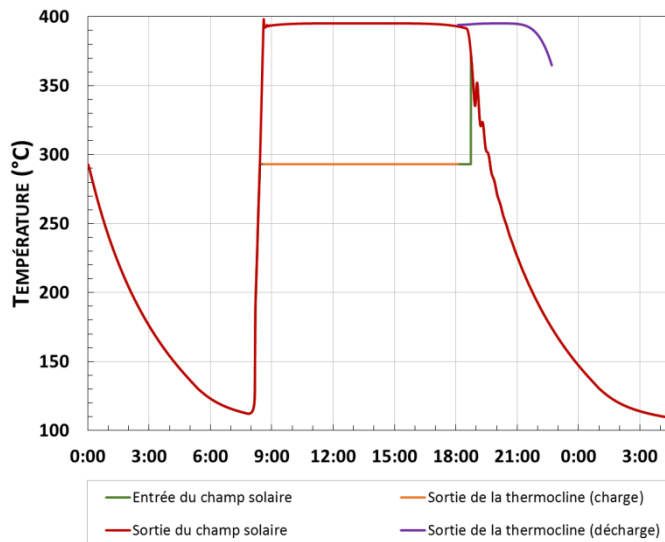
La Figure 148 montre la distribution de puissance durant le premier jour de la période étudiée.



**Figure 148 : Les différentes puissances en jeu durant le premier jour de la période de printemps**

Contrairement au cas en hiver, il y a assez de puissance pour faire fonctionner le groupe de puissance dès le début de matinée. Cependant, le surplus de puissance est tellement faible que le débit massique de charge l’est aussi. En conséquence, la charge est très lente et la zone de thermocline n’est pas extraite de la cuve. Il n’y a donc pas de *defocus* des collecteurs (car il n’y a pas d’augmentation de la température d’entrée des récepteurs solaires et donc pas de risque de surchauffe du fluide) pour ce premier jour.

La distribution des températures pour cette journée de printemps est tracée en Figure 149.



**Figure 149 : Les différentes températures prédites durant le premier jour de la période de printemps**

Au début de cette période, pendant la nuit, le fluide de transfert subit uniquement des pertes thermiques dans les récepteurs, puis la température de sortie du champ solaire augmente très vite quand le suivi solaire démarre (vers 8h). Après un léger dépassement de la consigne (398 °C), la température de sortie du champ solaire se stabilise à une valeur proche (395 °C) de la température haute du système (393 °C) et la charge démarre (8h30). Vers 18h, la décharge débute pour

compenser un manque d’énergie solaire. A 19h, la température de sortie du champ solaire passe en dessous de  $T_H$  (cf. Figure 135, nœud 1) : le champ solaire n’est donc plus utilisé pour la production de vapeur. En conséquence, le fluide en sortie de ce dernier est recirculé vers sa propre entrée, ce qui explique l’augmentation de sa température d’entrée. A la fin de la décharge (vers 20h), la température de sortie de la thermocline diminue graduellement, jusqu’à l’arrêt de la production de vapeur (un peu avant 23h).

#### IV.2.4.3.2. Vingt jours consécutifs et comparaison aux deux-cuves

La Figure 150 montre les premiers et les derniers profils de température obtenus à chaque cycle durant une période de 20 jours.

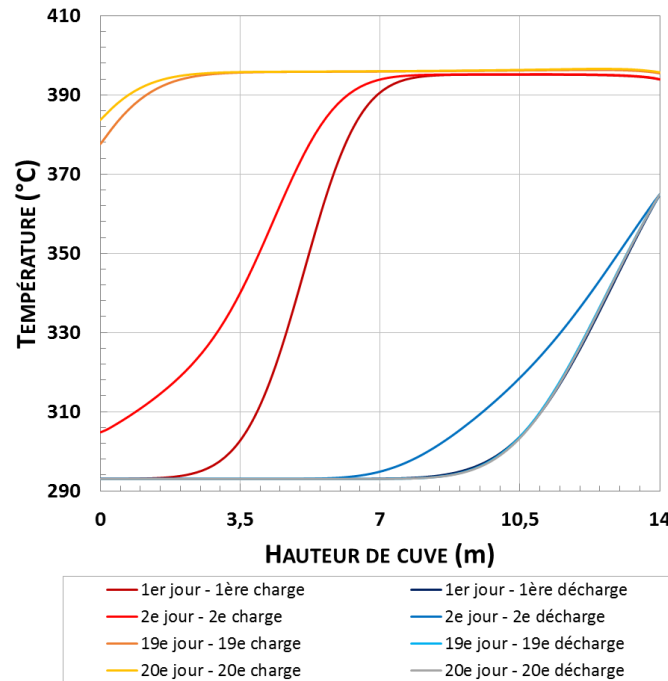


Figure 150 : Profils de température finaux obtenus pendant la période de printemps

Comme pour le cas en hiver, le deuxième jour démarre avec une cuve partiellement chargée et la charge suivante termine avec un profil de température différent du premier. La même chose arrive pour les jours suivants, et ce jusqu’à obtenir une cuve totalement chargée. Puisque les charges des deux premiers jours sont éloignées du cas idéal (charge totale), les décharges subséquentes démarrent et terminent avec des zones de thermocline relativement larges (pente des courbes plus faibles). Néanmoins, au fur et à mesure des jours, le système est de plus en plus chargé, la zone de thermocline est donc de plus en plus extraite et les décharges sont de plus en plus proches du cas idéal.

Pour le dernier jour, un léger *defocus* des miroirs est nécessaire (< 1,5 % du champ solaire sur des périodes de quelques minutes). Il est très faible car la charge est terminée en fin d’après-midi : l’augmentation de la température de sortie de la cuve thermocline est compensée par la diminution naturelle de la puissance solaire. En effet, comme il a été expliqué en section IV.1.1.2., en fin d’après-midi, le DNI diminue naturellement, et même si l’efficacité optique augmente légèrement, la conséquence est une diminution de la puissance solaire disponible.

Le Tableau 31 compare les différentes énergies qui sont produites et transférées avec les deux technologies de stockage durant ces journées de printemps.

Cas	$E_u$ (MWh <sub>th</sub> )	$E_c$ (MWh <sub>th</sub> )	$E_d$ (MWh <sub>th</sub> )	$E_{GV}$ (MWh <sub>th</sub> )	$E_{él}$ (MWh <sub>e</sub> )	$\eta_{sol \rightarrow él}$
Deux-cuves 1 <sup>er</sup> jour	2018	668	666	2016	785	22,7 %
Thermocline 1 <sup>er</sup> jour	2018	652	545	1898	738	21,3 %
Deux-cuves 20 <sup>e</sup> jour	2409	956	956	2408	938	24,4 %
Thermocline 20 <sup>e</sup> jour	2381	1016	908	2372	924	23,9 %

**Tableau 31 : Energies produites et transférées pendant la période de printemps – Efficacité journalière de la centrale**

Une fois de plus, les performances avec le stockage thermocline sont légèrement inférieures à celles obtenus avec la technologie conventionnelle. L’état de charge de la thermocline est uniquement de 63,7 % pour le premier jour (652 MWh sont chargés pour une capacité de stockage de 1010 MWh) en raison du manque d’énergie en surplus (donc il est faible également pour le stockage deux-cuves), mais atteint 99,3 % au bout de 20 jours. L’efficacité de la décharge diminue tout d’abord depuis 83,6 % premier jour, 545 MWh déchargés) jusque 80,1 % (second jour) en raison des charges partielles qui permettent l’expansion de la zone de thermocline, puis augmente jusque 89,5 % pour le dernier jour (908 MWh déchargés pour 1016 MWh chargés).

L’efficacité journalière de la centrale est plus grande dans ce cas que dans le cas d’hiver (environ 24 % contre 22 %, après 20 jours). En effet, bien que l’efficacité optique soit inférieure au printemps qu’en été, aucun *defocus* n’est nécessaire au printemps et toute l’énergie récupérable est utilisée.

Au printemps, la cuve thermocline peut donc délivrer environ 904 MWh. Sa capacité de stockage effective est donc une fois de plus 11 % inférieure à celle du stockage deux-cuves, pour un dimensionnement énergétique équivalent. Il semblerait donc une fois de plus l’utilisation d’un stockage de type thermocline ne détériore pas trop les performances de la centrale par rapport à l’utilisation d’un stockage de type deux-cuves. Cette observation nécessite toutefois d’être validée sur une période de simulation plus longue, telle qu’une année entière de production.

## IV.2.5. Résultats de la simulation pour une année entière

Trois périodes jugées significatives ont jusqu’ici été simulées. Mais le modèle créé permet la simulation d’une année entière de production de la centrale, avec un stockage de type deux-cuves ou de type thermocline sur lit de solide. Pour cette simulation, les trois types de stratégie de contrôle qui ont été évoquées avec les trois périodes significatives simulées (été, hiver, printemps) sont utilisées. Le changement d’une stratégie pour une autre dépend de la production quotidienne de chaleur des collecteurs (comparaison entre puissance utile produite et puissance demandée par le générateur de vapeur). La simulation de l’année commence au 1<sup>er</sup> janvier 2016 et termine au 30 décembre 2016. Les informations sur l’ensoleillement et la position du soleil pour toute cette année sont données en entrée du modèle, avec un pas de temps de 10 secondes. Le modèle effectue ensuite tous les calculs et détermine les modes de fonctionnement successifs du système.

Pour le cas avec deux cuves, les résultats généraux de production sont fournis et comparés aux données connues de la centrale réelle dans le Tableau 32, non pas dans un objectif de validation de modèle, mais justement pour en montrer les limites (notamment celle de l’utilisation d’un ensoleillement fictif).

Cas	Centrale réelle [13, 167]	Centrale simulée
Ensoleillement annuel (kWh.m <sup>-2</sup> .an <sup>-1</sup> )	2136	2595
Rendement turbine nominal	38,1 %	38,1 %
<i>Efficacité annuelle du champ solaire</i>		
$\eta_{CS,an} = \frac{E_{u,an}}{E_{sol,an}}$	50 %	51,6 %
<i>Efficacité annuelle de la centrale</i>		
$\eta_{sol \rightarrow \acute{e}l,an} = \frac{E_{\acute{e}l,an}}{E_{sol,an}}$	16 %	21,8 %

**Tableau 32 : Comparaison entre les performances de la centrale simulée et celles de la centrale Andasol I [13, 167]**

La simulation donne des résultats relativement éloignées des performances réelles de la centrale. Il y a en effet une importante différence entre les deux efficacités annuelles de conversion de l’énergie solaire incidente en énergie électrique, malgré des rendements nominaux de turbine identiques et des efficacités annuelles de production du champ solaire voisines. La différence de production est notamment due la différence d’ensoleillement annuelle utilisé, mais aussi aux faits suivants :

- les tuyauteries permettant l’interconnexion des différents éléments de la centrale ne sont pas simulées, d’où une sous-estimation des pertes thermiques endurées par la centrale ;
- le système de stockage à deux cuves qui est simulé est de type direct tandis que le système réel est indirect. L’efficacité de l’échangeur de chaleur du système de stockage numérique n’est donc pas prise en compte ;
- l’énergie perdue lors des démarrages et des arrêts de la centrale n’est pas prise en compte par le modèle ;
- les stratégies de contrôle entre le système réel et le système simulé étant différentes, il est possible que le groupe de puissance réel fonctionne plus souvent en charge partielle que le groupe de puissance simulé. Ce choix de charge partielle peut-être dû à des contraintes de production électrique imposées par le réseau ou par des contraintes techniques du groupe de puissance (stratégie de minimisation des arrêts par exemple [166, 168]).

Toutefois, l’intérêt de cette étude est de comparer les performances de la centrale avec soit un stockage conventionnel, soit un stockage de type thermocline. Il n’est donc pas nécessaire que les résultats numériques soient en parfaite concordance avec les résultats expérimentaux.

Ainsi, la production mensuelle d’électricité calculée pour la centrale simulée, pour les deux systèmes de stockage, est donnée en Figure 151.

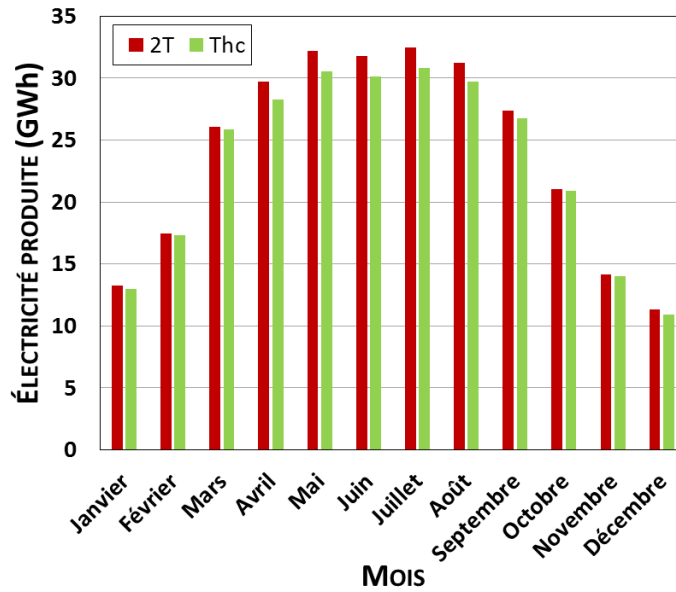


Figure 151 : Production de la centrale solaire industrielle simulée – Comparaison entre la technologie de stockage à deux cuves et la technologie de stockage de type thermocline

Sur toute l’année, le stockage thermocline mène évidemment à une production d’électricité inférieure au stockage deux-cuves, mais cette différence est uniquement de 3,4 % (278 GWh contre 288 GWh). Les différences sont les plus prononcées entre le mois d’avril et le mois d’août.

Autour de l’hiver, les charges des deux stockages ne sont que partielles car il n’y a pas assez de surplus d’énergie pour remplir totalement la capacité des réservoirs thermiques. Le stockage de type deux-cuves évolue donc d’un état de décharge totale vers un état de charge partielle. Le stockage de type thermocline évolue quant à lui entre deux états de charge partielle (cf. IV.2.4.2.2.) La différence de production entre les deux systèmes est donc uniquement due à la chute de la température de sortie de la thermocline en décharge qui mène à des efficacités de groupe de puissance plus faibles.

À partir du mois d’avril, la production solaire est telle que le surplus d’énergie qui est envoyé au stockage permet sa charge complète en fin de journée. Pour le système thermocline, cela signifie une température de sortie élevée et donc un peu de *defocus* (cf. IV.2.4.3.2.). Pour le stockage deux-cuves, remplir totalement le réservoir thermique n’entraîne pas de conséquence sur le reste de la centrale.

À partir du mois de mai, le surplus d’énergie est trop important par rapport à la capacité de stockage de la centrale. Les deux technologies mènent donc à du *defocus* des collecteurs. Mais comme les décharges de la thermocline sont partielles, le taux de *defocus* avec cette technologie est plus important (cf. IV.2.4.1.3.). De manière générale durant cette période, alors que la technologie deux-cuves permet de profiter de toute la capacité énergétique de stockage théorique, le système thermocline évolue d’un état de charge totale vers un état de charge partielle, ce qui diminue la production électrique de la centrale.

Pour atteindre une production d’électricité équivalente entre les deux technologies de stockage, il faut surdimensionner la cuve de type thermocline d’environ 11 %. Pour une telle cuve de stockage, d’un diamètre de 34,8 m (surdimensionnement par rapport au Tableau 28), l’électricité annuelle produite est alors de 286 GWh (0,8 % de moins qu’avec le stockage deux-cuves). Une autre approche consiste à dimensionner la cuve de stockage de manière à ce que son coût soit identique à celui de la technologie deux-cuves. Si la technologie simple-cuve est 30 % moins onéreuse que la technologie deux-cuves (minimum de réduction donné par Pacheco *et. al.* [45]), une cuve de type thermocline de coût équivalent au stockage deux-cuves dimensionné dans cette étude (Tableau 28) possède un

diamètre de 37,6 m. L’électricité produite est alors de 297 GWh (3,2 % de plus que dans le cas du stockage deux-cuves). Pour ces deux derniers cas, la production électrique mensuelle de la centrale simulée est donnée à la Figure 152.

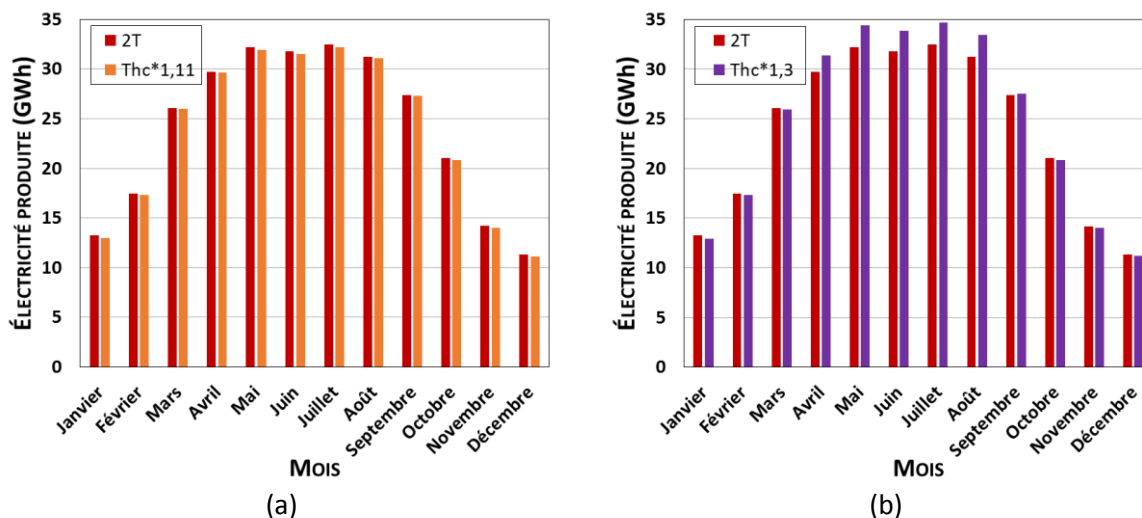


Figure 152 : Production de la centrale solaire industrielle simulée – Comparaison entre la technologie de stockage à deux cuves et la technologie de stockage de type thermocline avec un surdimensionnement de 11 % (a) ou de 30 % (b)

La Figure 152-a montre bien que la cuve de type thermocline surdimensionnée de 11 % mène à des productions électriques équivalentes à celles obtenues avec le stockage deux-cuves. La chute de la température de sortie de la thermocline durant la décharge explique la légère différence qui subsiste entre les deux technologies. En effet, le surdimensionnement a été choisi en raison de la part volumique du réservoir qui était inutilisée dans le cas sans surdimensionnement. Un surdimensionnement de 12 % permettrait alors de dépasser la production obtenue avec le stockage deux-cuves.

Si la cuve de type thermocline surdimensionnée de 30 % mène à davantage de production électrique que le stockage conventionnel (Figure 152-b), c’est parce que plus d’énergie peut être utilisée durant les jours les plus ensoleillés (moins de *defocus* des collecteurs entre les mois d’avril et d’août).

Finalement, tous les résultats obtenus avec les simulations annuelles sont regroupés dans le Tableau 33.

Cas	$D_{Thc}$	$V_{Thc}/V_{2T}$	$E_{él,Thc}/E_{él,2T}$
Capacités de stockage théoriques identiques (1010 MWh)	33,0 m	57 %	96,6 %
Capacités de stockage effectives identiques (surdimensionnement de 11 %)	34,8 m	64 %	99,2 %
Coût identique (surdimensionnement de 30 %)	37,6 m	74 %	103,2 %

Tableau 33 : Comparaison entre les différents systèmes de stockage simulés dans la centrale de taille industrielle – Volumes et productions électriques

Il semblerait donc que le stockage de type thermocline peut soit mener à une réduction du coût de la centrale pour une même électricité produite, soit mener à une augmentation de la production électrique de la centrale pour un même coût d’investissement.



## IV.2.5. Conclusion partielle

L'objectif de cette étude numérique portant sur une centrale solaire à concentration de type cylindro-parabolique et intégrant un stockage thermocline était :

- de quantifier et de qualifier l'impact de la température variable en sortie de thermocline sur les autres composants du système. L'augmentation de la température en sortie pendant la charge aurait pu mener à de forts *defocus* des miroirs pour éviter une surchauffe du fluide. La diminution de la température de sortie pendant la décharge aurait pu fortement diminuer la production électrique de la centrale ;
- d'observer la dégradation possible de la zone de thermocline, et donc de ses performances, au fur et à mesure des cycles de charges et de décharges successives (c'est à dire au fur et à mesure des jours).

Il a été montré que :

- près du solstice d'été, la centrale est sous-dimensionnée. En effet, un *defocus* des miroirs est nécessaire car la puissance solaire est trop importante par rapport au débit maximal atteint par la pompe. Mais ce *defocus* est également nécessaire car l'énergie totale disponible sur une journée est supérieure au cumul des besoins et de la capacité de stockage. En effet, l'état de charge du stockage deux-cuves atteint l'unité avant la fin de la journée. En conséquence, si la journée démarre avec un état de charge nul, la technologie thermocline ne mène pas à plus de *defocus* des collecteurs que la technologie deux-cuves, et la charge peut être complète. L'augmentation de la température de sortie du stockage thermocline pendant sa charge n'est donc pas source de *defocus* supplémentaire. La différence entre les deux technologies réside dans l'efficacité de décharge qui est unitaire dans le cas du stockage conventionnel, et qui est d'environ 89,6 % pour le cas avec un réservoir unique. Cette efficacité de décharge plus faible, additionnée à la diminution de l'efficacité du groupe de puissance suivant celle de la température de sortie de la thermocline, expliquent le fait que l'électricité générée quotidiennement est 3,4 % plus faible qu'avec les deux cuves (1029 MWh<sub>e</sub> contre 1065 MWh<sub>e</sub>) ;
- près du solstice d'hiver, la centrale est surdimensionnée : la puissance solaire n'est pas supérieure aux besoins du groupe de puissance, et une charge totale n'est pas possible, même lorsque l'on envoie tout le fluide dans le stockage. Toutefois, malgré des charges partielles, aucun effet de cyclage n'a été observé car les charges ne sont pas stoppées par une température seuil. Le premier jour simulé, 11 % de l'énergie stockée reste dans le réservoir, et ces 11 % ne sont jamais extraits pendant toute la période de vingt jours. Les deux technologies de stockage ont donc mené à des productions électriques similaires pour tous les jours excepté le premier (368 MWh<sub>e</sub> contre 364 MWh<sub>e</sub> pour le vingtième jour simulé). Les performances des deux technologies semblent donc similaires sur cette période ;
- aux alentours de l'équinoxe de printemps, le comportement de la cuve thermocline est proche de celui pendant l'hiver, du moins pour les premiers jours étudiés. Quand un comportement périodique est atteint, le stockage est pratiquement plein à la fin de chaque journée, et presque aucun *defocus* n'est nécessaire car la puissance solaire diminue en même temps que la température de sortie de la cuve augmente. Une fois de plus (similitude non expliquée), 11 % de la cuve n'est pas effectivement utilisée, et la température de sortie variable de la cuve thermocline en décharge conduit à des productions électriques plus faibles qu'avec le stockage deux-cuves (924 MWh<sub>e</sub> contre 938 MWh<sub>e</sub>, soit une différence de 1,3 %, pour le vingtième jour simulé).

En conclusion, la variation de la température de sortie de la cuve thermocline ne semble pas être un problème majeur dans une centrale solaire à concentration. Cela ne mène pas à un *defocus* plus important des miroirs que dans le cas du stockage conventionnel. Néanmoins, il a été montré que



11 % de la capacité de stockage de la cuve n'est pas utilisé, car l'énergie restante est à un niveau de température trop faible. En conséquence, la capacité de stockage est 11 % plus faible que dans le cas du stockage deux-cuves, et cela peut-être gênant quand le surplus d'énergie solaire est important (en été par exemple). S'il n'y a pas assez d'énergie à stocker (hiver et printemps), ce manque de capacité n'est pas un problème. En effet, les cycles de charge/décharge semblent avoir un effet positif sur les performances globales de la centrale : puisque le stockage démarre avec de l'énergie résiduelle chaque jours, il est possible de totalement charger la thermocline, même lorsqu'il n'y a pas assez d'énergie pour totalement charger le stockage deux-cuves. La différence entre les deux technologies réside donc dans la décharge, car la diminution de la température de sortie de la thermocline entraîne une électricité produite inférieure. Toutefois, la valeur trouvée dans le pire cas est une production d'électricité 3,4 % inférieure à celle obtenue avec le stockage deux-cuves.

Puisque pour chaque simulation, 11 % de capacité énergétique de la cuve thermocline n'est pas effectivement utilisée, il pourrait paraître judicieux de surdimensionner de 11 % le volume de stockage. Ce surdimensionnement a été effectué numériquement et il en est ressorti qu'une production électrique équivalente peut être obtenue.

Tous ces résultats ont été confirmés grâce à la simulation d'une année complète de production de la centrale. La production électrique de cette dernière ne diminue que de 3,4 % si un stockage simple-cuve est utilisé au lieu d'un stockage deux-cuves, pour un coût inférieur de 30 % à 50 %. Dans ce cas, la réduction de coût doit être comparée à la perte de revenus due à la production d'électricité inférieure à celle obtenue avec un stockage conventionnel (3,4 %, mais à prendre en compte sur les vingt ans d'utilisation de la centrale).

Puisque la technologie thermocline est bien moins onéreuse que le stockage deux-cuves, un surdimensionnement du réservoir de type thermocline doit être possible. Une première approche consiste à conserver une capacité de stockage effective équivalente (11 % de surdimensionnement). Une production électrique équivalente à celle obtenue avec le stockage deux-cuves est ainsi réalisée. Une seconde approche consiste à surdimensionner la cuve de stockage de type thermocline de manière à ce que le coût du système de stockage soit équivalent à celui de la technologie deux-cuves. Pour un surdimensionnement de 30 % du réservoir de la centrale simulée, une augmentation de la production électrique de 3,2 % a été obtenue.

Puisque les systèmes de stockage actuels représentent entre 10 % et 20 % du coût d'une centrale, soit plusieurs dizaines de millions d'euros d'investissement, on peut espérer que la technologie thermocline permette malgré tout une économie substantielle. Il faut toutefois noter que l'utilisation d'une cuve thermocline implique la construction d'un vase d'expansion pour l'huile. Avec la technologie deux-cuves, puisque le volume de fluide de stockage correspond au volume d'une seule des deux cuves, ce sont ces dernières qui jouent ce rôle. Il a été estimé ici qu'un ballon de 1.000 m<sup>3</sup> est nécessaire pour jouer ce rôle lorsqu'un stockage de type thermocline est choisi (volume relativement faible s'il est comparé aux 21000 m<sup>3</sup> et aux 12000 m<sup>3</sup> des cuves dimensionnées pour le stockage de cette étude).

Cette étude doit néanmoins être relativisée par le fait que les valeurs de DNI utilisées ne sont pas tout à fait représentatives de la réalité, et l'utilisation de données d'ensoleillement mesurées sur le site serait une amélioration très importante.

### IV.3. Conclusion du chapitre

L’étude de l’intégration d’une cuve de stockage de type thermocline dans une centrale solaire à concentration avait deux objectifs :

- définir des seuils de température expérimentaux pour la charge comme pour la décharge ;
- comparer les performances d’une cuve de stockage de ce type avec la technologie conventionnelle à deux cuves.

Dans cet objectif, des essais expérimentaux ont été effectués sur la centrale MicroSol-R. L’objectif était de voir le stockage comme un élément passif répondant à la différence entre besoins du générateur de vapeur et production du champ solaire. Le débit et la température d’entrée du réservoir n’ont donc pas été contrôlés pour optimiser l’efficacité de ce dernier.

Durant la charge, c’est la possible surchauffe du fluide en sortie de champ solaire qui a été le paramètre expérimental suivi. Cette surchauffe survient quand la température de retour de la cuve de stockage est trop importante. Il a été montré que cette surchauffe peut être prédite par le calcul, et qu’elle survient suffisamment tard pour que l’état de la charge de la cuve soit élevé en fin de processus.

Durant la décharge, deux limitations expérimentales coexistent :

- la température minimale de fonctionnement du générateur de vapeur, qui est directement reliée à la pression de service voulue pour la vapeur ;
- la puissance envoyée au générateur de vapeur, qui serait directement reliée à la production électrique qu’un opérateur de centrale doit maintenir durant les heures de fonctionnement convenues.

La limitation principale est la température, mais une efficacité de décharge de 85,5 % est tout de même obtenue. Elle pourrait encore être augmentée en baissant la pression de la vapeur générée et donc le rendement d’un groupe de puissance hypothétique.

Dans l’objectif d’étendre cette étude, une simulation d’une centrale de taille industrielle (50 MW<sub>e</sub>) a été effectuée, avec l’une ou l’autre des deux technologies de stockage (deux-cuves ou thermocline). Trois périodes de vingt jours consécutifs ont été étudiées : autour du solstice d’été, du solstice d’hiver ou de l’équinoxe de printemps. Il a ainsi été démontré que le taux de *defocus* n’est pas lié à la variation de la température de sortie de la cuve thermocline. Il a aussi été observé que les cyclages au fur et à mesure des jours simulés peuvent avoir un effet bénéfique sur les performances de la thermocline. Ainsi, comme pour le cas des essais expérimentaux de MicroSol-R, des charges complètes peuvent être atteintes. L’inconvénient principal de la technologie thermocline provient de la chute de sa température de sortie pendant la décharge. Les performances du groupe de puissance étant directement reliées à la température d’entrée de l’huile dans son générateur de vapeur, son efficacité diminue au fur et à mesure de l’extraction de la zone de thermocline. De plus, avec la température minimum de fonctionnement qui a été choisie ici, le système doit être arrêté avant que la décharge ne soit finalisée. En conséquence, quelle que soit la période étudiée, environ 11 % de la capacité énergétique de stockage de la cuve n’est pas effectivement utilisée. Au final, la centrale produit moins d’électricité, avec une différence annuelle d’environ 3,4 % par rapport au cas avec le stockage deux-cuves. Ces valeurs semblent toutefois relativement faibles en comparaison des potentielles réductions de coût (au moins 30 %) qui sont associées à l’utilisation d’un stockage de type thermocline. Il a d’ailleurs été montré qu’un surdimensionnement de 11 % mène à des productions équivalentes à celles obtenues avec un stockage deux-cuves, tandis qu’un surdimensionnement de 30 % mène à des productions 3,2 % supérieures.



## CONCLUSION GENERALE

---

Le stockage thermique de type thermocline sur lit de solide est une technologie de stockage de chaleur sensible ne nécessitant qu'un seul réservoir au lieu des deux généralement utilisés dans les centrales solaires thermodynamiques. La technologie thermocline sur lit de solides est prometteuse car elle permettrait de réduire d'au moins 30 % le coût du stockage thermique dans les centrales solaires, ce dernier représentant actuellement entre 10 % et 20 % de l'investissement initial total. Néanmoins, l'élaboration de stratégies de contrôle appropriées à ce type de stockage, afin de limiter son impact sur la centrale, semble ardue en raison de la variabilité de la température de sortie avec l'extraction de la zone de thermocline, que ce soit pendant la charge comme la décharge. De manière générale, pour faciliter le développement de stratégies de contrôle, davantage de retours d'expérience sont nécessaires. L'objectif global de ce travail de thèse est d'étudier l'impact et le comportement d'un réservoir de stockage thermique de type thermocline sur lit de solide au sein d'une centrale solaire à concentration. Pour répondre à ces attentes, la thèse s'est déroulée dans le cadre du financement nommé Labex SOLSTICE, au laboratoire PROMES-CNRS. Un nouvel équipement du laboratoire, la centrale solaire MicroSol-R (150 kW<sub>th</sub>), financée par l'Équipex SOCRATE et inaugurée en septembre 2016, a été utilisée afin de mener à bien cette étude. Contrairement aux précédents travaux, ce travail de thèse inédit propose une analyse expérimentale et numérique des principaux composants de la centrale solaire (stockage thermique, collecteurs cylindro-paraboliques et générateur de vapeur) interconnectés.

Le fluide de transfert et les matériaux de stockage solide sont les principaux composants du système de stockage thermique de type thermocline. Le réservoir de stockage de la centrale MicroSol-R, d'un volume de 4 m<sup>3</sup>, est rempli partiellement de billes d'alumine et parcouru par une huile synthétique nommée Jarysol®. Les interactions entre ces différents composants dans la cuve, ainsi que le comportement thermique de cette dernière, ont en premier lieu été étudiées.

Tout d'abord, la compatibilité entre le fluide de transfert et de potentiels matériaux de garnissage (alumine, Cofalit, briques de cendres volantes) du réservoir thermique a été testée. Les tests ont consisté à mettre en contact les éléments considérés pendant 500 h et à 330 °C. Pour apprécier d'éventuelles dégradations, des propriétés physico-chimiques et thermo-physiques ont été mesurées sur l'ensemble des échantillons d'huile vieillie, et la constitution des échantillons solides a été contrôlée. Les deux propriétés les plus sensibles aux contacts avec les éléments solides sont la viscosité et le point éclair de l'huile synthétique. La viscosité dynamique a subi jusqu'à 24 % d'augmentation de sa valeur à 250 °C en raison de l'immersion des solides pendant les tests. Concernant le point éclair, une diminution jusqu'à 34 °C de sa valeur initiale (230 °C pour de l'huile neuve) a été constatée. Pour un emploi en tant que fluide de transfert au sein d'une centrale solaire, la compatibilité de l'huile synthétique Jarysol avec les matériaux de stockage étudiés a été jugée suffisante pour une utilisation jusqu'à une température de 300 °C. Ces recherches ouvrent de multiples perspectives académiques et industrielles sur l'utilisation et le comportement de l'huile Jarysol ou de toute autre huile synthétique dédiée aux transferts thermiques dans une centrale solaire à concentration de ce type.

Le comportement thermique du stockage thermocline de la centrale MicroSol-R a ensuite été caractérisé. Plusieurs études de la compréhension de ce stockage avaient déjà été conduites dans de précédents travaux. Un modèle mathématique basé sur l'équation de la chaleur a été développé et validé dans un premier temps grâce aux résultats expérimentaux disponibles dans la littérature. Le stockage thermocline de MicroSol-R a permis d'appréhender de manière précise le comportement thermique du stockage, de finaliser l'étude numérique et de compléter la littérature avec des données complètes. Par la suite, l'accent a été porté sur la définition des seuils de température

permettant de calculer les efficacités de charge et de décharge. Lors des périodes de transition entre les charges et les décharges, plus communément appelées *stand-by*, une étude a été menée afin de bien intégrer les phénomènes de la diffusion thermique au sein de la cuve. Les premiers résultats de *stand-by* sur le réservoir de la centrale ont permis d'observer une trop forte sensibilité aux pertes thermiques. Le modèle a permis de compléter cette étude par la simulation d'un *stand-by* adiabatique. Il a été démontré que dans le cas où les pertes sont négligeables (comme dans celui d'une cuve adiabatique ou de taille industrielle), un *stand-by* d'une nuit (12 h) mène à une diminution de 25 % de l'efficacité de la décharge subséquente. L'outil numérique a également été utilisé pour analyser l'effet des cycles de charges et décharges successives sur le comportement et les performances du système de stockage. Un exemple d'abaque a été proposé. Il permet de déterminer l'efficacité globale de la cuve de la centrale MicroSol-R après cyclage, quels que soient les seuils de température imposés. Par ailleurs, il a été mis en exergue la nécessité de définir ces seuils en fonction des limitations expérimentales imposées par les autres éléments de la centrale solaire thermodynamique.

Avant de pouvoir interconnecter les éléments de la centrale MicroSol-R, les collecteurs cylindro-paraboliques et le générateur de vapeur ont aussi été étudiés indépendamment, d'un point de vue expérimental et numérique.

Un des trois collecteurs de la centrale MicroSol-R a été utilisé pour la validation d'un modèle mathématique basé sur les équations de la chaleur appliquées au récepteur solaire. Toutefois, puisque le modèle ne décrit que le comportement thermique du récepteur, une qualification des performances optiques du collecteur était nécessaire. Une corrélation empirique entre l'efficacité optique du collecteur et l'angle d'incidence des rayons du soleil sur la parabole a été développée. Le modèle a ensuite été validé à partir de résultats expérimentaux obtenus en régime permanent sur trois lignes de collecteurs de tailles différentes (deux issues de la littérature scientifique et celle de MicroSol-R). Le modèle a ensuite été appliqué à des tests plus complexes sur le collecteur de MicroSol-R, en régime plus ou moins variable, et les résultats de simulation ont été en bon accord avec les résultats expérimentaux (avec une erreur maximale de 12 % sur la prédiction de la puissance utile fournie au fluide). Le modèle mathématique des collecteurs solaires, simplifié et robuste, a montré une certaine flexibilité et permet la modélisation d'une ligne quelconque d'une centrale solaire.

La boucle d'huile de la centrale MicroSol-R permet de faire le lien entre le gisement et son utilisation et elle alimente un générateur de vapeur constitué d'une boucle d'eau. Le comportement du générateur de vapeur est assez complexe à modéliser, car de nombreuses instabilités peuvent survenir en raison des brusques modifications des propriétés thermiques de l'eau lors de son changement d'état. Un modèle s'appuyant sur les systèmes équivalents de Gibbs, basés sur la thermodynamique des processus irréversibles, a été développé. Ce type de modélisation nécessite une calibration préalable à partir d'un état de fonctionnement connu. Après cette phase préliminaire, il est capable de prédire le comportement du système pour d'autres conditions expérimentales. Malheureusement, les résultats de simulation n'ont pas été suffisamment convaincants afin de valider le modèle, et il a été décidé de ne pas l'utiliser dans le modèle global de centrale solaire à concentration. Toutefois, de nombreuses pistes d'amélioration ont été soulevées, car de nombreuses limitations expérimentales entraînant de fortes incertitudes pourraient être supprimées.

L'objectif global de ce travail de thèse a été d'analyser le comportement d'une cuve de stockage thermocline intégrée dans une centrale solaire à concentration. Ceci a fait l'objet d'un travail expérimental sur MicroSol-R et d'un travail numérique sur une centrale de taille industrielle.

Dans un premier temps, des essais de production continue de vapeur dans la centrale MicroSol-R ont été opérés. Malgré la variabilité de la ressource solaire, un flux constant de la production d'une journée a été envoyé au générateur de vapeur, et le surplus au système de stockage. Ainsi, le stockage a reçu du fluide avec un débit et surtout une température d'entrée variables. Les profils de température de la cuve sont alors très différents de ceux obtenus pour une charge typique. Si la phase de charge n'est stoppée qu'en cas de surchauffe du fluide, son efficacité peut tout de même être élevée, malgré une expansion de la zone de thermocline dans la cuve. D'autre part, la prévision de la surchauffe du fluide transfert est possible grâce à un indicateur nommé « seuil dynamique ». Ensuite, une décharge dynamique a été réalisée afin de produire de la vapeur avec une puissance constante, avec un comportement très similaire à une décharge dite typique. Néanmoins, la chute de la température de sortie du stockage lors de l'extraction de la zone de thermocline peut perturber la génération de vapeur. Dans ce cas, l'efficacité de décharge dépend fortement de la sensibilité du générateur de vapeur aux variations de son régime de fonctionnement. Enfin, une centrale de taille industrielle de 50 MW<sub>e</sub> a été simulée à l'aide du modèle du stockage thermocline et de celui des collecteurs qui ont été précédemment développés. Le comportement du groupe de puissance de la centrale a quant à lui été simplifié. La centrale numérique a été successivement équipée d'un stockage thermocline et d'un stockage à deux cuves, de même capacité énergétique théorique afin de comparer leurs performances. Trois périodes de l'année qui ont été jugées significatives ont été simulées. Durant la période d'été, si l'état de charge initial du stockage de type thermocline est nul, la variation de la température de sortie de ce dernier ne mène pas à davantage de *defocus* des collecteurs que le stockage conventionnel. Durant la période d'hiver, aucune des deux technologies de stockage n'entraîne de *defocus*. Durant la période de printemps, le stockage thermocline n'entraîne pas beaucoup plus de *defocus* des collecteurs que le stockage deux cuves (< 1,5 % du champ solaire, sur des périodes de quelques minutes). De manière générale, il est possible d'effectuer des charges complètes de la cuve thermocline pour chaque période. La différence principale entre les deux stockages survient pendant la décharge. En effet, l'efficacité du groupe de puissance diminue au fur et à mesure de la baisse de la température du stockage thermocline, et ce jusqu'à l'arrêt du groupe de puissance en raison d'une température trop faible. Au final, environ 11 % du volume de la cuve n'est jamais déchargée et donc sa capacité de stockage réelle est inférieure à celle du stockage deux-cuves. La production annuelle d'électricité de la centrale est quant à elle inférieure de 3,4 % par rapport à un stockage deux-cuves dimensionné pour avoir la même capacité énergétique théorique que la cuve de type thermocline qui a été simulée. Si un surdimensionnement de 11 % du réservoir de type thermocline est effectué, une production électrique similaire à celle obtenue avec le stockage deux-cuves est réalisée. Si ce surdimensionnement est de 30 %, une production supérieure est obtenue (3,2 % de différence par rapport au stockage conventionnel).

En définitive, il semblerait que la variabilité de la température de sortie d'un réservoir de stockage de type thermocline ne semble pas être un inconvénient majeur pour son utilisation dans une centrale solaire à concentration. Les performances de ce type de stockage sont finalement très proches de celles de la technologie conventionnelle à deux cuves. Toutefois, la diminution des investissements initiaux grâce à l'utilisation du stockage thermocline doit être comparée à l'addition de trois choses :

- l'augmentation des frais d'exploitation due au vieillissement prématuré du fluide de transfert au contact des matériaux solides ;
- la perte de revenus due à l'efficacité légèrement inférieure du stockage simple-cuve ;
- les probables investissements nécessaires pour éviter le *thermal ratcheting* qui peut engendrer la rupture de la cuve sous la pression des matériaux solides. Des essais expérimentaux accompagnés d'études numériques sont nécessaires pour appréhender en profondeur ce phénomène, ainsi qu'obtenir des solutions bon marché pour le prévenir.

Au niveau académique, de nombreuses perspectives d'approfondissement de ce travail de thèse peuvent être envisagées :

- les études de compatibilités peuvent être approfondies en augmentant la durée des tests et en diversifiant les éléments liquides comme solides à tester (création d'une base de données) ;
- les autres matériaux solides dont la compatibilité avec l'huile Jarysol a été vérifiée (Cofalit, cendres volantes) peuvent être testés comme matériaux de garnissage de la cuve de type thermocline de la centrale et leurs performances peuvent être comparées à celles obtenues avec l'alumine ;
- un travail conséquent sur l'impact de la non-uniformité du flux solaire concentré sur la tenue mécanique du tube récepteur des collecteurs solaires est à réaliser ;
- la variation de la température de sortie du stockage thermocline peut être partiellement empêchée par l'insertion de matériaux à changement de phase judicieusement choisis (température de fusion, compatibilité avec l'encapsulation, etc.). Cette problématique constitue le travail de thèse de Muhammad Asaad Keilany, dont la thèse a démarré en 2017 aux seins des laboratoires PROMES-CNRS et CNRS-RAPSODEE ;
- de nombreuses améliorations expérimentales peuvent être apportées au générateur de vapeur afin de valider l'intérêt ou non du modèle développé. Ce dernier peut également être amélioré pour donner des résultats plus proches des valeurs expérimentales ;
- les systèmes équivalents de Gibbs peuvent être utilisés pour modéliser la totalité d'un groupe de puissance (générateur de vapeur, turbine, condenseur, pompe) connecté à une centrale solaire thermodynamique ;
- des outils d'aide à la prédiction de la ressource solaire peuvent être testés sur la centrale MicroSol-R ;
- il est possible d'étudier le comportement de nombreux éléments (groupe froid, désalinisateur, etc.) faces à la variabilité de la production d'une centrale solaire en les connectant à la centrale MicroSol-R pour utiliser la chaleur que cette dernière produit ;
- le modèle de la centrale peut être amplement amélioré, par la simulation des tubes de connexion et des différents échangeurs, ainsi que par la récupération et l'utilisation de données réelles d'ensoleillement ;
- des études technico-économiques peuvent être réalisées dans un objectif de dimensionnement optimal d'une centrale solaire thermodynamique avec un stockage de type thermocline.

L'intérêt grandissant de la communauté scientifique et industrielle sur le stockage thermocline engendre un nombre de plus en plus important de cuves de petites tailles qui sont construites et expérimentés depuis quelques années. Le manque d'expérience et de compréhension de ces dernières années commence donc à être comblé. Les perspectives à courts termes pourraient être la construction d'une cuve de taille industrielle, afin d'affirmer ou d'infirmier définitivement l'intérêt de cette technologie pour réduire le coût de l'énergie produite par les centrales solaires à concentration.



## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

---

- [1] J.T. Houghton, G.J. Jenkins, J.J. Ephraums, "Climate Change : The IPCC Scientific Assessment", *GIEC assessment report*, no. 1, 1990.
- [2] International Energy Agency, "Coal Information", *IEA Statistics*, 2012.
- [3] International Energy Agency, "World Energy Outlooks", *IEA reports*, 2015.
- [4] O.E.C.D. Nuclear Energy Agency, International Atomic Energy Agency, "Uranium 2014: Resources, Production and Demand", *OECD-NEA & IAEA Annual Reports*, 2014.
- [5] World Energy Council, "World Energy Resources", *WEC Surveys*, 2013.
- [6] Agence De l'Environnement et de la Maîtrise de l'Énergie, "Un mix électrique 100 % renouvelable ? Analyses et optimisations", 2015.
- [7] Renewable Energy Policy Network for the 21<sup>st</sup> Century, "Renewables 2016: Global Status Report", *REN21 Reports*, 2016.
- [8] Agence De l'Environnement et de la Maîtrise de l'Énergie, Étude sur le potentiel du stockage d'énergies, 2013.
- [9] International Energy Agency, "Renewable Energy Essentials: Concentrating Solar Thermal Power", 2009.
- [10] Lazard, "Lazard's Levelized Cost of Energy Analysis", 2015.
- [11] Mark Mehos, Craig Turchi, Jennie Jorgens, Paul Denholm, Clifford Ho, Kenneth Armijo, "On the Path to SunShot: Advancing Concentrating Solar Power Technology, Performance, and Dispatchability", *NREL/TP-5500-65688, SAND2016-2237 R, Sunshot Report*, 2016.
- [12] International Renewable Energy Agency, "Concentrating Solar Power – Technology Brief", 2013.
- [13] Solar Millenium, "The parabolic trough power plants Andasol I to 3 – The largest solar power plants in the world – technology premiere in Europe", 2008.
- [14] D. Mills, "Advances in Solar Thermal Electricity Technology", *Solar Energy*, vol. 76, pp. 19-31, 2004.
- [15] International Energy Agency, "Technology Roadmap – Concentrating Solar Power", *IEA reports*, 2010.
- [16] M. Liu, N.H. Steven Tay, S. Bell, M. Belusko, R. Jacob, G. Will, W. Saman, F. Bruno, "Review on Concentrating Solar Power Plants and New Developments in High Temperature Thermal Energy Storage Technologies", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 53, pp. 1411-1432, 2016.
- [17] K.-J. Riffelmann, E. Lüpfert, T. Richert, P. Nava, "Performance of the Ultimate Trough Collector with Molten Salts as Heat Transfer Fluid", *AIP Conference Proceedings, SolarPACES*, 2012.
- [18] M. Collares-Pereira, D. Canavarro, J. Chaves, "Improved design for linear Fresnel reflector systems", *Advances in Concentrating Solar Thermal Research and Technology*, a volume in Woodhead Publishing Series in Energy, chapter 3, pp. 45-55, 2017.

- [19] M. Collares-Pereira, D. Canavarro, L. L. Guerreiro, "Linear Fresnel reflector (LFR) plants using superheated steam, molten salts, and other heat transfer fluids", *Advances in Concentrating Solar Thermal Research and Technology*, a volume in Woodhead Publishing Series in Energy, chapter 5, pp. 339-352, 2017.
- [20] D. A. Baharoon, H.A. Rahman, W.Z.W. Omar, S.O. Fadhl, "Historical Development of Concentrating Solar Power technologies to Generate Clean Electricity Efficiently", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 41, pp. 996-1027, 2015.
- [21] V. Sharma, J.K. Nayak, S.B. Kedare, "Effects of Shading and Blocking in Linear Fresnel Reflector Field", *Solar Energy*, vol. 113, pp. 114-138, 2015.
- [22] A. Gil, M. Medrano, I. Martorell, A. Lázaro, P. Dolado, B. Zalba, L.F. Cabeza, "State of the Art on High Temperature Thermal Energy Storage for Power Generation. Part 1 – Concepts, Materials and Modellization", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, pp. 31-55, 2010.
- [23] A. Haselbacher, "Thermal Energy Storage – Motivation, Options, and Overview of Current Modeling and Experimental Efforts", *SFERA Winter School 2015 on Thermal Energy Storage*, pp. 5-55, 2015.
- [24] Y. Tian, C.Y. Zhao, "A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications", *Applied Energy*, vol. 104, pp. 538-553, 2013.
- [25] S. Kuravi, J. Trahan, D. Y. Goswami, M. M. Rahman, E. K. Stefanakos, "Thermal Energy Storage Technologies and Systems for Concentrating Solar Power Plants", *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 39, pp. 285-319, 2013.
- [26] K. Vignarooban, "Heat Transfer Fluids for Concentrating Solar Power Systems – A Review", *Applied Energy*, vol. 146, pp. 383-396, 2015.
- [27] D. Kearney, U. Herrmann, P. Nava, B. Kelly, R. Mahoney, J. Pacheco, R. Cable, N. Potrovitza, D. Blake, H. Price, "Assessment of a molten salt heat transfer fluid in a parabolic trough solar field", *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 125, 2003.
- [28] W. Vogel, H. Kalb, "Large-Scale Solar Thermal Power: Technologies, Costs and Development", Wiley-VCH, 2010.
- [29] N. P. Siegel, C. K. Ho, S. S. Khalsa, G. J. Kolb, "Development and evaluation of a prototype solid particle receiver: on-sun testing and model validation", *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 132, 2010.
- [30] H. Benoit, I. Pérez-López, D. Gauthier, J.-L. Sans, G. Flamant, "On-sun demonstration of a 750 °C heat transfer fluid for concentrating solar systems: Dense particle suspension in tube", *Solar Energy*, vol. 118, pp. 622-633, 2015.
- [31] Site web de l'entreprise *Torresol Energy* [En ligne]. Consulté le 16 août 2017. Disponible: <http://www.torresolenergy.com/TORRESOL/gemasolar-plant/en>
- [32] U. Herrmann, B. Kelly, H. Price, "Two-tank Molten Salt Storage for Parabolic Trough Solar Power Plants", *Energy*, vol. 29, pp. 883-893, 2004.
- [33] G. Angelini, A. Lucchini, G. Manzolini, "Comparison of Thermocline Molten Salt Storage Performances to Commercial Two-Tank Configuration", *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 694-704, 2014.

- [34] Site web du *National Ocean Service, National Oceanic and Atmospheric Administration, U.S. Department of Commerce* [En ligne]. Consulté le 16 août 2017.  
Disponible: <https://oceanservice.noaa.gov/facts/thermocline.html>
- [35] C. Mira-Hernández, S.M. Flueckiger, S.V. Garimella, "Numerical Simulation of Single- and Dual- Media Thermocline Tanks for Energy Storage in Concentrating Solar Power Plants", *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 916-926, 2014.
- [36] H. Grirate, N. Zari, Iz. Elamrani, R. Couturier, A. Elmachaouri, S. Belcadi, P. Tochon, "Characterization of several Moroccan rocks used as filler material for thermal energy storage in CSP. power plants", *AIP Conference Proceedings, SolarPACES*, 2013.
- [37] A. Meffre, "Matériaux de stockage thermique haute température issus de la valorisation de matières premières secondaires inorganiques," *Thèse de doctorat, Université de Perpignan Via Domitia*, 2013.
- [38] G. Dejean, "Valorisation de laitiers sidérurgiques comme matériaux de stockage thermique pour procédés énergétiques durables. Application au CSP et au CAES," *Thèse de doctorat, Université de Perpignan Via Domitia*, 2014.
- [39] K. M. Al Naimi, T. Delclos, N. Calvet, "Industrial Waste Produced in the UAE, Valuable High-Temperature Materials for Thermal Energy Storage Applications", *Energy Procedia*, vol. 75, pp. 2087-2092, 2015.
- [40] A. Gutierrez, L. Miró, A. Gil, J. Rodríguez-Aseguinolaza, C. Barreneche, N. Calvet, X. Py, A. Inés-Fernández, M. Grágeda, S. Ushak, L. F. Cabeza, "Industrial Waste Materials and By-Products as Thermal Energy Storage (TES) Materials: A Review", *AIP Conference Proceedings, SolarPACES*, 2015
- [41] X. Py, N. Calvet, R. Olives, A. Meffre, P. Echegut, C. Bessada, E. Veron, S. Ory, "Recycled Material for Sensible Heat based Thermal Energy Storage to be Used in Concentrated Solar Thermal Power Plants", *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 133, 2011.
- [42] N. Calvet, G. Dejean, L. Unamunzagua, X. Py, « Waste from metallurgic Industry: A Sustainable High-Temperature Thermal Energy Storage Material for Concentrated Solar Power », *Proceedings of the ASME 2013 7<sup>th</sup> International Conference on Energy Sustainability*, 2013
- [43] X. Py, "Toward Sustainable Thermal Storage", *SFERA Winter School 2015 on Thermal Energy Storage*, pp. 173-193, 2015.
- [44] G. J. Kolb, "Evaluation of Annual Performance of 2-Tank and Thermocline Thermal Storage Systems for Trough Plants", *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 133, 2011.
- [45] J. E. Pacheco, S. K Showalter, W. J. Kolb, "Development of a Molten-Salt Thermocline Thermal Energy Storage System for Parabolic Trough Plants", *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 124, pp. 153-159, 2002.
- [46] D. Cocco, F. Serra, "Performance Comparison of Two-Tank Direct and Thermocline Thermal Energy Storage Systems for 1 MWe Class Concentrating Solar Power Plants", *Energy*, vol. 81, pp. 526-536, 2015.
- [47] A. Kruiženga, D. Gill, "Corrosion of Iron Stainless Steels in Molten Nitrate Salt", *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 878-887, 2014.

- [48] R. W. Bradshaw, S. H. Goods, "Corrosion Resistance of Stainless Steels During Thermal Cycling in Alkali Nitrate Molten Salts", *Sandia National Laboratory Reports*, 2001.
- [49] G. McConohy, A. Kruizenga, "Molten Nitrate Salts at 600 and 680 °C: Thermophysical Property Changes and Corrosion of High-Temperature Nickel Alloys", *Solar Energy*, vol. 103, pp. 242-252, 2014.
- [50] D. A. Brosseau, P. F. Hlava, "Testing Thermocline Filler Materials and Molten-Salt Heat Transfer Fluids for Thermal Energy Storage Systems Used in Parabolic Trough Solar Power Plants", *Sandia National Laboratory Reports*, 2004.
- [51] N. Calvet, J. C. Gomez, A. Faik, V. V. Roddatis, A. Meffre, G. C. Glatzmaier, S. Doppiu, X. Py, "Compatibility of a Post-Industrial Ceramic with Nitrate Molten Salts for use as Filler Material in a Thermocline Storage System", *Applied Energy*, vol. 109, pp. 387-393, 2013.
- [52] F. Motte, Q. Falcoz, E. Veron, X. Py, "Compatibility Tests between Solar Salt and Thermal Storage Ceramics from Inorganic Industrial Wastes", *Applied Energy*, vol. 155, pp. 14-22, 2015.
- [53] S. E. Faas, W. C. Peila, "Thermal Storage Experience at Solar One and the Molten Salt Thermal Energy Storage Subsystem Research Experiment", 18<sup>th</sup> *Intersociety Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit (IECEC)*, pp. 1762-1768, 1983.
- [54] S. Flueckiger, Z. Yang, S. V. Garimella, "An Integrated Thermal and Mechanical Investigation of Molten-Salt Thermocline Energy Storage", *Applied Energy*, vol. 8, pp. 2098-2105, 2011.
- [55] I. González, O. Lehmkuhl, C. D. Pérez-Segarra, A. Oliva, "Dynamic Thermoelastic Analysis of Thermocline-like Storage Tanks", *Energy Procedia*, vol. 69, pp. 850-859, 2015.
- [56] G. Zanganeh, "Packed-bed Thermal Storage for Concentrated Solar power – Pilote-scale Demonstration and Industrial-scale Design", *Solar Energy*, vol. 86, pp. 3084-3098, 2012.
- [57] M. N. Strasser, R. P. Selvam, "A Cost and Performance Comparison of Packed Bed and Structured Thermocline Thermal Energy Storage Systems", *Solar Energy*, vol. 108, pp. 390-402, 2014.
- [58] F. Motte, S. L. Bugler-Lamb, Q. Falcoz, X. Py "Numerical Study of a Structured Thermocline Storage Tank using Vitrified Waste as Filler Material", *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 935-944, 2014.
- [59] C. Xu, Z. Wang, Y. He, X. Li, F. Bai, "Sensitivity Analysis of the Numerical Study on the Thermal Performance of a Packed-bed Molten Salt Thermocline Thermal Energy Storage System", *Applied Energy*, vol. 92, pp. 65-75, 2012.
- [60] S. M. Flueckiger, S. V. Garimella, "Latent Heat Augmentation of Thermocline Energy Storage for Concentrating Solar power – A System-level Assessment", *Applied Energy*, vol. 116, pp. 278-287, 2014.
- [61] G. Zanganeh, M. Commerford, A. Haselbacher, A. Pedretti, A. Steinfeld, "Stabilization of the Outflow Temperature of a Packed-bed Thermal Energy Storage by Combinning Rocks with Phase Change Materials", *Applied Thermal Engineering*, vol. 70, pp. 316-320, 2014.
- [62] G. Zanganeh, R. Khanna, C. Walser, A. Pedretti, A. Haselbacher, A. Steinfeld, "Experimental and Numerical Investigation of Combined Sensible-Latent Heat for Thermal Energy Storage at 575 °C or Above", *Solar Energy*, vol. 114, pp. 77-90, 2015.

- [63] L. Geissbühler, M. Kolman, G. Zanganeh, A. Haselbacher, A. Steinfeld, "Analysis of industrial-scale high-temperature combined sensible/latent thermal energy storage", *Applied Thermal Engineering*, vol. 101, pp. 657-668, 2016.
- [64] P. A. Galione, C. D. Pérez-Segarra, I. Rodríguez, A. Oliva, J. Rigola, "Multi-Layered Solid-PCM Thermocline Thermal Energy Storage Concepts for CSP Plants. Numerical Analysis and Perspectives", *Applied Energy*, vol. 142, pp.337-351, 2015.
- [65] P. A. Galione, C. D. Pérez-Segarra, I. Rodríguez, S. Torras, J. Rigola, "Multi-Layered Solid-PCM Thermocline Thermal Storage for CSP. Numerical Evaluation of its Application in a 50 Mwe Plant", *Solar Energy*, vol. 119, pp.134-150, 2015.
- [66] W. Karaki, P. Li, J. V. Lew, M.M. Valmiki, C. Chan, J. Stephens, "Experimental Investigation of Thermal Storage Processes in a Thermocline Storage Tank", *Proceedings of the ASME 2011 5<sup>th</sup> International Conference on Energy Sustainability*, 2011.
- [67] T. T. Hamer, L. Zhou, D. L. Trumper, A. H. Slocum, N. Calvet, "An Origami-inspired Design of a Thermal Mixing Element Within a Concentrated Solar Power System", *ASME 2017 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, IDETC 2017, (DETC2017-68360)*, 2017.
- [68] N. Breidenbach, C. Martin, H. Jockenhöfer, T. Bauer, "Thermal Energy Storage in Molten Salts: Overview of Novel Concepts and the DLR Test Facility TESIS", *Energy Procedia*, vol. 99, pp. 120-129, 2016.
- [69] Y. H. Zurigat, A. J. Ghajar, P. M. Moretti, "Stratified thermal storage tank inlet mixing characterization", *Applied Energy*, vol. 30, pp. 99-111, 1988.
- [70] S. Faas, "10 Mwe Solar Thermal Central Receiver Pilot Plant - Test Report", *Sandia National Laboratory Test Reports*, 1986.
- [71] A. Bruch, J.-F. Fourmigué, R. Couturier, "Experimental and Numerical Investigation of a Pilot-Scale Thermal Oil Packed Bed Thermal Storage System for CSP Power Plant", *Solar Energy*, vol. 105, pp. 116-125, 2014.
- [72] S. Rodat, A. Bruch, N. Dupassieux, N. El Mourchid, "Unique Fresnel Desmontrator Including ORC and Thermocline Direct Thermal Storage: Operating Experience", *Energy Procedia*, vol. 69, pp. 1667-1675, 2014.
- [73] J.-F. Hoffmann, "Stockage thermique pour centrale solaire thermodynamique à concentration mettant en oeuvre des matériaux naturels ou recyclés," *Manuscrit de Thèse*, 2015.
- [74] Z. Yang, S. Flueckiger, S. V. Garimella, "Design of Molten-Salt Thermocline Tanks for Solar Thermal Energy Storage", *Purdue University e-Pubs*, 2013.
- [75] Arkema, "Jarytherm® DBT – Product Technical Datasheet", 2009.
- [76] Solutia, "Therminol® VP-1 – Product Technical Datasheet", 1998.
- [77] Dow Chemical, "Dowtherm A Heat Transfer Fluid – Product Technical Datasheet", 1997.
- [78] A. Faik, S. Guillot, J. Lambert, E. Veron, S. Ory, C. Bessada, P. Echegut, X. Py, « Thermal Storage Material from Inertized Wastes: Evolution of Structural and Radiative Properties with Temperature", *Solar Energy*, vol. 86, pp. 139-146, 2012.

- [79] A. Meffre, N. Tessier-Doyen, X. Py, M. Huger, N. Calvet, « Thermomechanical Characterization of Waste Based TESM and Assessment of Their Resistance to Thermal Cycling up to 1000 °C», *Waste and Biomass Valorization*, vol. 7, pp. 9-21, 2016.
- [80] ASTM D92-12b, “Standard Test Method for Flash and Fire Points by Cleveland Open Cup Tester”, ASTM International, West Conshohocken, 2013.
- [81] A. Turgut, I. Tavman, S. Tavman, “Measurement of Thermal Conductivity of Edible Oils Using Transient Hot Wire Method”, *International Journal of Food Properties*, vol.12, no. 4, pp.741-747, 2009.
- [82] J.-F. Hoffmann, J.-F. Henry, G. Vaitilingom, R. Olives, M. Chirtoc, D. Caron, X. Py, “Temperature Dependence of Thermal Conductivity of Vegetable Oils for Use in Concentrated Solar Power Plants, Measured by 3omega Hot Wire Method”, *International Journal of Thermal Science*, vol. 107, pp. 105-110, 2016.
- [83] J.-F. Hoffmann, G. Vaitilingom, J.-F. Henry, M. Chirtoc, R. Olives, V. Goetz, X. Py, “Temperature Dependence of Thermophysical and Rheological Properties of Seven Vegetable Oils in View of Their Use as Heat Transfer Fluids in Concentrated Solar Plants”, *Solar Energy Materials and Solar Cells*, accepté, 2017.
- [84] E. Beche, G. Peraudeau, V. Flaud, D. Perarnau, « An XPS Investigation of  $(La_2O_3)_{1-x}(CeO_2)_{2x}(ZrO_2)_2$  Compounds », *Surface and Interface Analysis*, vol. 44, pp. 1045-1050, 2012.
- [85] Directive du conseil du 27 juin 1967 concernant le rapprochement des dispositions législatives, réglementaires et administratives relatives à la classification, l’emballage et l’étiquetage des substances dangereuses (67/548/CEE).
- [86] Directive du parlement européen et du conseil du 31 mai 1999 concernant le rapprochement des dispositions législatives, réglementaires et administratives des États membres relatives à la classification, à l’emballage et à l’étiquetage des préparations dangereuses (1999/45/CE).
- [87] T.E.W. Schumann, “Heat transfer: A liquid flowing through a porous prism”, *Combustion Utilities Corporation*, 1929.
- [88] D.E. Beasley, J.A. Clark, “Transient response of a packed bed for thermal energy storage”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 27, pp 1659-1669, 1984.
- [89] S. M. Flueckiger, Z. Yang, S. V. Garimella, “Review of molten-salt thermocline tank modeling for solar thermal energy storage”, *Heat Transfer Engineering*, vol. 34, pp. 787-800, 2013
- [90] A. M. Bonanos, E. V. Votyakov, “Sensitivity analysis for thermocline thermal storage tank design”, *Renewable Energy*, vol. 99, pp. 764-771, 2016.
- [91] X. Yang, X. Yang, J. Ding, Y. Shao, F. G. F. Qin, R. Jiang, “Criteria for performance improvement of a molten salt thermocline storage system”, *Applied Thermal Engineering*, vol.48, pp. 24-31, 2012.
- [92] A. Rahman, A. D. Smith, N. Fumo, “Performance modeling and parametric study of a stratified water thermal storage tank”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 100, pp. 668-679, 2016.
- [93] H. Agalit, N. Zari, M. Maalmi, M. Maarougi, “Numerical investigations of high temperature packed bed TES systems used in hybrid solar tower power plants”, *Solar Energy*, vol. 122, pp. 603-616, 2015.

- [94] A. Modi, C. D. Pérez-Segarra, "Thermocline thermal storage systems for concentrated solar power plants: One –dimensional numerical model and comparative analysis", *Solar Energy*, vol. 100, pp. 84-93, 2014.
- [95] K. M. Powell, T.F. Edgar, "An adaptive-grid model for dynamic simulation of thermocline thermal energy storage systems", *Energy Conversion and Management*, vol. 76, pp. 865-873, 2013.
- [96] C. Xu, Z. Wang, Y. He, X. Li, F. Bai, "Parametric study and standby behavior of a packed-bed molten salt thermocline thermal storage system", *Renewable Energy*, vol. 48, pp. 1-9, 2012.
- [97] S. Flueckiger, Z. Yang, S. V. Garimella, "Thermocline Energy Storage in the Solar One power plant: An experimentally validated thermomechanical investigation", *Proceedings of the ASME 2011 5th International Conference on Energy Sustainability*, 2011.
- [98] S. M. Flueckiger, S. V. Garimella, "Second-law analysis of molten-salt thermal energy storage in thermoclines", *Solar Energy*, vol. 86, pp. 1621-1631, 2012.
- [99] C. Mira-Hernández, S.M. Flueckiger, S.V. Garimella, "Comparative analysis of single- and dual- media thermocline tanks for thermal energy storage in concentrating solar power plants", *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 137, 2015.
- [100] Z. Chang, X. Li, C. Xu, C. Chang, Z. Wang, Q. Zhang, Z. Liao, Q. Li, "The effect of the physical boundary conditions on the thermal performance of molten salt thermocline tank", *Renewable Energy*, vol. 96, pp. 190-102, 2016.
- [101] N. Mertens, F. Alobaid, L. Frigge, B. Epple, "Dynamic simulation of integrated rock-bed thermocline storage for concentrated solar power", *Solar Energy*, vol. 110, pp. 830-842, 2014.
- [102] L. Wang, Z. Yang, Y. Duan, "Influence of flow distribution on the thermal performance of dual-media thermocline energy storage systems", *Applied Energy*, vol. 142, pp. 283-292, 2015.
- [103] Z. Yang, S. V. Garimella, "Molten-salt thermal energy storage in thermoclines under different environmental boundary conditions", *Applied Energy*, vol. 87, pp. 3322–3329, 2010.
- [104] S. Levers, W. Lin, "Numerical simulation of three-dimensional flow dynamic in a hot water storage tank", *Applied Energy*, vol. 86, pp. 2604-2614, 2009.
- [105] C. Xu, X. Li, Z. Wang, Y. He, F. Bai, "Effects of solid particle properties on the thermal performance of a packed-bed molten-salt thermocline thermal storage system", *Applied Thermal Engineering*, vol. 57, pp. 69-80, 2013.
- [106] R. Bayón, E. 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*, vol. 60, pp. 713-721, 2013.
- [107] C. Libby, "Solar thermocline storage systems – Preliminary design study", *Electric Power Research Institute – Final Report*, 2010.
- [108] R. Bayón, E. 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*, vol. 68, pp. 641-648, 2014.
- [109] E. V. Votyakov, A. M. Bonanos, "Algebraic model for thermocline thermal storage tank with filler material", *Solar Energy*, vol. 122, pp. 1154-1157, 2015.

- [110] Z. Chang, X. Li, Q. Falcoz, Z. Wang, P. Neveu, T. Fasquelle, "An analytical approach of a thermocline heat storage system", to be submitted,
- [111] K. A. R. Ismail, R. Stunginsky Jr, "A parametric study on possible fixed bed models for PCM and sensible heat storage", *Applied Thermal Engineering*, vol. 19, pp. 757-788, 1999.
- [112] A. Bruch, S. Molina, T. Esence, J.F. Fourmigué, R. Couturier, "Experimental investigation of cycling behaviour of pilot-scale thermal oil packed-bed thermal storage system", *Renewable Energy*, vol. 103, pp. 277-285, 2017.
- [113] Z. Yang, S. V. Garimella, "Cyclic operation of molten-salt thermal energy storage in thermoclines for solar power plants", *Applied Energy*, vol. 103, pp. 256-265, 2013.
- [114] R. Dickes, V. Lemort, S. Quoilin, "Semi-empirical correlation to model heat losses along solar parabolic trough collectors", *28th international conference on efficiency, cost, optimization, simulation and environmental impact of energy systems (ECOS)*, 2015.
- [115] H. M. Güven, R. B. Bannerot, "Determination of error tolerances for the optical design of parabolic troughs for developing countries", *Solar Energy*, vol. 36, no. 6, pp. 535-550, 1986.
- [116] R. V. Padilla, G. Demirkaya, D. Y. Goswami, E. Stefanakos, M. M. Rahman, "Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver", *Applied Energy*, vol. 88, pp. 5097-5110, 2011.
- [117] Z.D. Cheng, Y.L. He, J. Xiao, Y. B. Tao, R. J. Xu, "Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics in the receiver tube of parabolic trough solar collector", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, pp. 782-787, 2010.
- [118] A. Thomas, S. A. Thomas, "Design data for the computation of thermal loss in the receiver of a parabolic trough concentrator", *Energy Conversion and Management*, vol. 35, no. 7, pp. 555-568, 1994.
- [119] I. H. Yilmaz, M. S. Söylemez, "Thermo-mathematical modeling of parabolic trough collector", *Energy Conversion and Management*, vol. 88, pp. 768-784, 2014.
- [120] Z. D. Cheng, Y. L. He, F. Q. Cui, B.C. Du, Z. J. Zheng, Y. Xu, "Comparative and sensitive analysis for parabolic trough solar collectors with a detailed Monte Carlo ray-tracing optical model", *Applied Energy*, vol. 115, pp. 559-572, 2014.
- [121] Q. Xu, L. Li, H. Li, W. Huang, Y. Li, "Performance comparison of solar parabolic trough system with glass and film reflector", *Energy Conversion and Management*, vol. 85, pp. 581-590, 2014.
- [122] M. W. Edenburn, "Performance analysis of a cylindrical parabolic focusing collector and comparison with experimental results", *Solar Energy*, vol. 18, pp. 437-444, 1976.
- [123] Z. D. Cheng, Y. L. He, F. Q. Cui, R. J. Xu, Y. B. Tao, "Numerical simulation of a parabolic trough solar collector with nonuniform solar flux conditions by coupling FVM and MCRT method", *Solar Energy*, vol. 86, pp. 1770-1784, 2012.
- [124] G. Gong, X. Huang, J. Wang, M. Hao, "An optimized model and test of the China's first high temperature parabolic trough solar receiver", *Solar Energy*, vol. 84, pp. 2230-2245, 2010.
- [125] A. A. Hachicha, I. Rodríguez, R. Capdevila, A. Oliva, "Heat transfer analysis and numerical simulation of a parabolic trough solar collector", *Applied Energy*, vol. 111, pp. 581-592, 2013.
- [126] O. García-Valladares, N. Velázquez, "Numerical simulation of parabolic trough solar collector: Improvement using counter flow concentric circulator heat exchangers", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 597-609, 2009.



- [127] Z. D. Cheng, Y. L. He, F. Q. Cui, "Numerical study of heat transfer enhancement by unilateral longitudinal vortex generators inside parabolic trough solar receivers", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 5631-5641, 2012.
- [128] X. Song, G. Dong, F. Gao, X. Diao, L. Zheng, F. Zhou, "A numerical study of parabolic trough receiver with nonuniform heat flux and helical screw-tape inserts", *Energy*, vol. 77, pp. 771-782, 2014.
- [129] D. K. Dudley, V. E., G. J. Kolb, M. Sloan, "Test results : SEGS LS-2 solar collector", *S.N.L. Test Results*, 1994.
- [130] J. J. Serrano-Aguilera, L. Valenzuela, and L. Parras, "Thermal 3D model for Direct Solar Steam Generation under superheated conditions," *Applied Energy*, vol. 132, pp. 370–382, 2014.
- [131] R. Forristall, "Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver", *NREL/TP-550-34169*, 2003.
- [132] S. Kakaç, R. K. Shah, W. Aung, "Handbook of single-phase convective heat transfer", *ISES Solar*, New York: John Wiley & Sons, 1987.
- [133] L. Valenzuela, R. López-Martín, E. Zarza, "Optical and thermal performance of large-size parabolic-trough solar collectors from outdoor experiments: A test method and a case study", *Energy*, vol. 70, pp. 456–464, 2014.
- [134] E. Lüpfert, E. Zarza-moya, M. Geyer, P. Nava, J. Langenkamp, W. Schiel, A. Esteban, R. Osuna, and E. Mandelberg, "Eurotrough Collector Qualification Complete - Performance Test Results from PSA", *ISES Solar. World Congress*, 2003.
- [135] F. Burkholder and C. F. Kutscher, "Heat loss testing of Schott's 2008 PTR70 parabolic trough receiver", *NREL Technical Report*, 2009.
- [136] The RELAP5-3D© Code Development Team, "RELAP5-3D Code Manual Volume I: Code Structure, System Models and Solution Methods, INL-EXT-98-00834-V1, Revision 4.2", *Idaho National Laboratory*, 2014.
- [137] C.E. Peterson, J.H. Mcfadden, M.P. Paulsen, et al., "RETRAN-02: a program for Transient Thermal-hydraulic Analysis of Complex Fluid Flow Systems. Volume 3. User's manual, Revision 2", *Computer Simulation & Analysis, Inc*, 1984.
- [138] A. Y Lee, P. J Masiello, "ATHOS3 Computer Code Verification: Vol. 2, 0.95-Scale Test: Final Report", *Electric Power Research Institute*, 1988.
- [139] R. K.-C Chan, P.J Masiello, G.S Srikantiah, "PORTHOS—A Computer Code for Solving General Three-Dimensional, Time-Dependent Two-Fluid Equations", *Winter Annual Meeting of ASME 86-WA/NE-3, Anaheim*, 7-12 December 1986.
- [140] D. Lu, Y. Wang, B. Yuan, D. Sui, F. Zhang, C. Guo, C. Wang, S. Zhang, "Development of three-dimensional thermal-hydraulic analysis code for steam generator with two-fluid model and porous media approach", *Applied Thermal Engineering*, vol. 116, pp. 663-376, 2017.
- [141] A.K. Singhal, G. Srikantiah, "A review of thermal hydraulic analysis methodology for PWR steam generators and ATHOS3 code applications", *Progress in Nuclear Energy*, vol. 25, pp. 7-70, 1991.
- [142] P. Neveu, N. Mazet, "Gibbs systems dynamics: A simple but powerful tool for process analysis, design and optimisation", *Proceedings of IMECE'02 2002 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition*, 2002.

- [143] E. Willers, M. Groll, C. Kulick, F. Meunier, C. Mostofizadeh, P. Neveu, M. Wierse, "Dynamic modelling of a liquid absorption system", *Proceeding of the International Ab-sorption heat pump conference 1999*, 24-26 mars 1999, Munich (Allemagne), pp. 181-185.
- [144] P. Charvin, S. Abanades, P. Neveu, F. Lemort, G. Flamant, "Dynamic modelling of a volumetric solar reactor for volatile metal oxide reduction", *Chemical Engineering Research and Design*, 86 (11), pp. 1216-1222, 2008.
- [145] M. Martins, S. Mauran, D. Stitou, P. Neveu, "A new thermal-hydraulic process for solar cooling", *Energy*, vol. 41, pp. 104-112, 2012.
- [146] Projet ESSI, "Evaluation comparée de Systèmes de Stockage Intersaisonnier - Assesement for seasonal storage systems", *ANR-08-STKE-0004*, 2008-2012.
- [147] H. Semmari, D. Stitou, S. Mauran, "A novel Carnot-based cycle for ocean thermal energy conversion", *Energy*, vol. 43, pp. 361-375, 2012.
- [148] M. Martins, F. Sinama, F. Lucas, "Equivalent Gibbs systems for modelling an onshore OTEC experimental plant on Reunion Island". *International Journal of Energy Research*, vol. 37, pp 1112-1121, 2012.
- [149] F. Sinama, M. Martins, A. Journoud, O. Marc, F. Lucas, "Thermodynamic analysis and optimization of a 10 MW OTEC Rankine cycle in Reunion Island with the equivalent Gibbs system method and generic optimization program GenOpt", *Applied Ocean Research*, vol. 153, pp. 54-66, 2015.
- [150] I. Prigogine, "Introduction to Thermodynamics of Irreversible Processes", John Wiley & Sons, 1961
- [151] J. Castaing-Lasvignottes, S. Gibout, P. Neveu, "Equation d'état simplifiée pour les fluides frigorigènes: notion de fluide équivalent", *Congrès SFT*, 2006.
- [152] L. C. Ruspini, C. P. Marcel, A. Clause, "Two-phase flow instabilities: A review", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 71, pp. 521-548, 2014.
- [153] S. M. Akbarimoosavi, M. Yaghoubi, "3D Thermal-structural analysis of an absorber tube of a parabolic trough collector and the effect of tube deflection on optical efficiency", *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 2433-2443, 2014.
- [154] S. Khanna, V. Sharma, S. B. Kedare, S. Singh, "Experimental investigation of the bending of absorber tube of solar parabolic trough concentrator and comparison with analytical results", *Solar Energy*, vol. 125, pp. 1-11, 2016.
- [155] H. M. Branz, W. Regan, K. J. Gerst, J. B. Borak, E. A. Santori, "Hybrid solar converters for maximum exergy and inexpensive dispatchable electricity", *Energy and Environmental Science*, vol. 8, pp. 3083-3091, 2015.
- [156] J. Bonilla, L. J. Yebra, S. Dormido, E. Zarza, "Parabolic-trough solar thermal power plant simulation scheme, multi-objective genetic algorithm calibration and validation", *Solar Energy*, vol. 86, pp. 531-540, 2012.
- [157] H. Schenk, J. Dersch, T. Hirsch, T. Polklas, "Transient simulation of the power block in a parabolic trough power plant", *Proceedings of the 11th International Modelica Conference*, 2013.
- [158] F. Manenti, Z. Ravaghi-Ardebili, "Dynamic simulation of concentrating solar power plant and two-tanks direct thermal energy storage", *Energy*, vol. 55, pp. 89-97, 2013.

- [159] P. H. Wagner, M. Wittmann, "Influence of different operation strategies on transient solar thermal power plant simulation models with molten salts as heat transfer fluid", *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 1652-1663, 2014.
- [160] B. Grange, C. Dalet, Q. Falcoz, A. Ferrière, G. Flamant, "Impact of thermal energy storage integration on the performance of a hybrid solar gas-turbine power plant", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 105, pp. 266-275, 2016.
- [161] I. Llorente-García, J. L. Álvarez, D. Blanco, "Performance model for parabolic trough solar thermal power plants with thermal storage: Comparison to operating plant data", *Solar Energy*, vol. 85, pp. 2443-2460, 2011.
- [162] W. A. K. Al-Maliki, F. Alobaid, V. Kez, B. Epple, "Modelling and dynamic simulation of a parabolic trough power plant", *Journal of Process Control*, vol. 39, pp. 123-138, 2016.
- [163] G. J. Kolb, "Evaluation of Annual Performance of 2-Tank and Thermocline Thermal Storage Systems for Trough Plants", *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 133, 2011.
- [164] D. Cocco, F. Serra, "Performance Comparison of Two-Tank Direct and Thermocline Thermal Energy Storage Systems for 1 MWe Class Concentrating Solar Power Plants", *Energy*, vol. 81, pp. 526-536, 2015.
- [165] N. Mertens, F. Alobaid, L. Frigge, B. Epple, "Dynamic simulation of integrated rock-bed thermocline storage for concentrated solar power", *Solar Energy*, vol. 110, pp. 830-842, 2014.
- [166] M. Biencinto, R. Bayón, E. Rojas, L. Gonzáles, "Simulation and assessment of operation strategies for solar thermal power plants with a thermocline storage tank", *Solar Energy*, vol. 103, pp. 456-472, 2014.
- [167] Site web du National Renewable Energy Laboratory, Liste des projets de centrales solaires à concentration [En ligne]. Consulté le 05 septembre 2017.  
Disponible: [https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/project\\_detail.cfm/projectID=3](https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/project_detail.cfm/projectID=3)
- [168] K. M. Powell, T. F. Edgar, "Modeling and control of a solar thermal power plant with thermal energy storage", *Chemical Engineering Science*, vol. 71, pp. 138-145, 2012.



# NOMENCLATURES

## Lettres latines

<i>a</i>	Constante (J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-2</sup> )
<i>A</i>	Aire <sup>(I.1; IV.2)</sup> (m <sup>2</sup> ) ou Affinité Chimique de l'eau et de la vapeur <sup>(III.2)</sup> (J.kg <sup>-1</sup> )
<i>b</i>	Constante (J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
<i>c</i>	Constante (/)
<i>C</i>	Capacité spécifique (J.kg <sup>-2</sup> .K)
<i>d</i>	Différentielle (n.a.)
<i>D</i>	Diamètre (m)
<i>E</i>	Énergie (J ou Wh)
<i>f</i>	Coefficient de friction (/)
<i>h</i>	Coefficient de convection <sup>(II.1; III.1)</sup> (W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ) ou Enthalpie spécifique <sup>(III.2)</sup> (J.kg <sup>-1</sup> .K)
<i>H</i>	Hauteur (m)
<i>k</i>	Conductivité thermique (W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
<i>l</i>	Longueur (m)
<i>L</i>	Coefficient phénoménologique (W.K)
<i>m</i> ou <i>M</i>	Masse (kg)
<i>p</i>	Pression (Pa ou bar)
<i>P</i>	Puissance (W)
<i>r</i>	Constante spécifique des gaz parfaits pour l'eau (J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
<i>R</i>	Rayon (m)
<i>s</i>	Entropie spécifique (J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
<i>S</i>	Surface de contact/Section <sup>(II.2; III.1)</sup> ou Entropie du système (J.K <sup>-1</sup> )
<i>t</i>	Temps (s ou h)
<i>T</i>	Température (°C ou K)
<i>u</i>	Vitesse <sup>(II.1)</sup> (m.s <sup>-1</sup> ) ou Energie interne spécifique <sup>(III.2)</sup> (J.kg <sup>-1</sup> )
<i>U</i>	Energie interne du générateur de vapeur (J)
<i>v</i>	Volume massique (m <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> )
<i>V</i>	Volume (m <sup>3</sup> )
<i>z</i>	Longueur axiale (m)

## Lettres Grecques

<i>α</i>	Absorptivité (/)
<i>Δ</i>	Différence (n.a.)
<i>ε</i>	Emissivité (/)
<i>ε</i>	Porosité de la cuve (/)
<i>ζ</i>	Prix (€)
<i>η</i>	Efficacité (/)
<i>θ<sub>i</sub></i>	Angle (°)
<i>κ</i>	Coefficient de seuil (/)
<i>λ</i>	Longueur d'onde (m)
<i>μ</i>	Viscosité dynamique <sup>(I; II; III.1; IV)</sup> (Pa.s) ou potentiel chimique spécifique <sup>(III.2)</sup> (J.kg <sup>-1</sup> )
<i>π</i>	Constante d'Archimède (/)
<i>ρ</i>	Densité (kg.m <sup>-3</sup> )
<i>σ</i>	Constante de Stefan-Boltzmann <sup>(III.1)</sup> (W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-4</sup> ) ou production d'entropie <sup>(III.2)</sup> (W.K <sup>-1</sup> )
<i>Σ</i>	Somme (n.a.)
<i>τ</i>	Transmittivité <sup>(III.1)</sup> ou taux <sup>(IV.2)</sup> (/)
<i>ω</i>	Fréquence angulaire/Pulsation (rad.s <sup>-1</sup> )

<b>Opérateurs</b>	
$\partial$	Dérivée partielle (n.a.)
$\partial^2$	Dérivée partielle seconde (n.a.)
<b>Flux</b>	
$\dot{q}$	Flux (en $W.m^{-3}$ (II.2; III.1) ou en $W^{(III.2)}$ )
$\dot{m}$	Débit massique ( $kg.s^{-1}$ )
<b>Nombres adimensionnels</b>	
$Pr$	Nombre de Prandtl (/)
$Re$	Nombre de Reynolds (/)
$Nu$	Nombre de Nusselt (/)
<b>Sigles</b>	
$DNI$	Ensoleillement Normal Direct ( $W.m^{-2}$ )
$HTF$	Fluide de transfert thermique (n.a.)
$GV$	Générateur de Vapeur (n.a.)
$CS$	Champ Solaire (n.a.)
$CVS$	Capacité volumique de stockage ( $J.m^{-3}.K^{-1}$ )
$DBT$	Dibenzyltoluène (n.a.)
<b>Autres</b>	
$Lv$	Enthalpie de vaporisation de l'eau ( $J.kg^{-1}$ )
$Fc$	Facteur de concentration (/)
$\tilde{T}$	Température entropique (K)
$\acute{E}l$	Élévation du soleil (°)
$h^V$	Coefficient de convection volumique ( $W.m^{-3}.K^{-1}$ )
$R_{th}$	Résistance thermique ( $K.W^{-1}$ )

<b>Indices</b>		<b>Indices</b>	
<i>a</i>	Absorbeur	<i>c</i>	Charge
<i>abs</i>	Absorbé(e)	<i>d</i>	Décharge
<i>acc</i>	Accumulé(e)	<i>l</i>	Linéique <sup>(III.1)</sup> ou liquide <sup>(III.2)</sup>
<i>adv</i>	Advecti(f/ve)	<i>lit</i>	Au niveau du lit de solide
<i>Al</i>	Aluminium	<i>max</i>	Maximum
<i>amb</i>	Ambiant(e)	<i>min</i>	Minimum
<i>ann</i>	Espace annulaire	<i>num</i>	Numérique
<i>B</i>	Basse	<i>opt</i>	Optique
<i>c</i>	Charge	<i>rec</i>	Récepteurs
<i>C</i>	Carbone	<i>ref</i>	Référence
<i>cc</i>	Cuve chaude	<i>s</i>	Solide <sup>(I; II)</sup> ou Sortie <sup>(III)</sup>
<i>coll</i>	Collecteurs	<i>sol</i>	Solaire
<i>conv</i>	Convection	<i>st</i>	Stockage (thermocline ou deux-cuves)
<i>d</i>	Décharge	<i>SC</i>	Source Chaude
<i>def</i>	<i>Defocus</i>	<i>SF</i>	Source Froide
<i>diff</i>	Diffusé(e)	<i>tot</i>	Total(e)
<i>e</i>	Entrée/Entrant	<i>Thc</i>	Thermocline
<i>eff</i>	Effecti(f/ve)	<i>tubes</i>	Tubes
<i>él</i>	Électrique	<i>u</i>	Utile
<i>ex</i>	Exergétique	<i>v</i>	Enveloppe de verre <sup>(III.1)</sup> ou Vapeur <sup>(III.2)</sup>
<i>exp</i>	Experimental(e)	<i>w</i>	Paroi ( <i>wall</i> )
<i>ext</i>	Extérieur(e)	<i>X</i>	Élément chimique quelconque
<i>f</i>	Fluide	<i>0</i>	Pertes
<i>h</i>	Huile	$\infty$	Environnement général (ambient et ciel)
<i>H</i>	Haute	$\leftrightarrow$	Entre
<i>i</i>	Vapeur générée		
<i>int</i>	Intérieur(e)		
<i>irr</i>	Irréversibilités	<i>n</i>	Compteur de pas de temps
<i>iso</i>	Isolant	<i>*</i>	De Gibbs

**Exposants**

*n* Compteur de pas de temps  
*\** De Gibbs

# TABLE DES MATIERES

<b>Introduction générale.....</b>	<b>1</b>
<b>Chapitre I – État de l’art et présentation de la centrale MicroSol-R .....</b>	<b>3</b>
I.1. Généralités sur les centrales solaires thermodynamiques .....	3
I.1.1. Les différents types de centrales solaires thermodynamiques.....	4
I.1.2. Le stockage thermique dans les centrales C.S.P.....	6
I.1.2.1. Prérequis d’un stockage thermique performant.....	6
I.1.2.2. Stockage indirect/direct .....	7
I.1.2.3. Les différents fluides thermiques envisageables pour du stockage de chaleur sensible [26] .....	9
I.1.2.4. Le stockage utilisé dans les centrales solaires cylindro-paraboliques [15] .....	10
I.2. Le stockage thermocline.....	13
I.2.1. Principe de la thermocline.....	13
I.2.2. Les différents matériaux de garnissage possibles .....	15
I.2.3. Problématiques liées au stockage thermocline .....	17
I.2.3.1. Compatibilité entre le fluide de transfert et le <i>medium</i> solide de stockage.....	17
I.2.3.2. <i>Thermal ratcheting</i> .....	18
I.2.3.3. Température de sortie variable.....	21
I.2.3.4. Manque de données expérimentales.....	24
I.2.3.4.1. Les cuves de la centrale Solar One et du laboratoire Sandia .....	25
I.2.3.4.2. La cuve de l’ETH (Zurich) .....	26
I.2.3.4.3. Les deux cuves de l’Institut National pour l’Énergie Solaire (INES) [71, 72] .....	27
I.2.3.4.4. La première cuve du laboratoire PROMES-CNRS .....	28
I.3. La centrale MicroSol-R.....	29
I.3.1. Description générale de la centrale .....	29
I.3.2. Le fluide de transfert thermique .....	30
I.3.3. La cuve de stockage à thermocline .....	31
I.3.4. Autres éléments de la centrale .....	33
I.3.4.1. Les deux cuves de stockage « conventionnel ».....	33
I.3.4.2. Pompe, résistance d’appoint, vase d’expansion et châssis de la cuve.....	34
I.3.4.3. Métrologie .....	34
I.4. Problématique du travail de thèse.....	35
<b>Chapitre II – Étude des performances générales du stockage thermocline de MicroSol-R.....</b>	<b>37</b>
II.1. Compatibilité entre le fluide de transfert et les matériaux de stockage solides <sup>1</sup> .....	37
II.1.1. Description de l’expérience.....	38



II.1.1.1. Présentation du banc expérimental .....	38
II.1.1.2. Présentation des matériaux .....	39
II.1.1.3. Protocole des tests .....	40
II.1.1.4. Mesures et instruments .....	40
II.1.1.4.1. Mesures des propriétés de l'huile .....	41
II.1.1.4.2. Mesures des propriétés des solides .....	42
II.1.2. Résultats .....	42
II.1.2.1. L'huile .....	42
II.1.2.1.1. Propriétés physico-chimiques .....	42
II.1.2.1.2. Propriétés thermo-physiques.....	44
II.1.2.2. Analyse des matériaux solides .....	47
II.1.2.2.1. Microscope Electronique à Balayage (MEB).....	47
II.1.2.2.2. Diffraction aux rayons X (D.R.X.) .....	50
II.1.3. Conclusion partielle et perspectives .....	52
II.2. Étude expérimentale et numérique d'un stockage thermocline .....	53
II.2.1. Modélisation <sup>1</sup> .....	53
II.2.1.1. Généralités et bibliographie .....	53
II.2.1.1.1. Les modèles physiques .....	53
II.2.1.1.2. Les modèles analytiques .....	55
II.2.1.2. Modèle mathématique utilisé .....	55
II.2.1.2.1. Hypothèses simplificatrices.....	55
II.2.1.2.2. Modèle mathématique .....	56
II.2.1.2.2.1. Fluide .....	56
II.2.1.2.2.2. Solide .....	57
II.2.1.2.2.3. Paroi.....	57
II.2.1.2.3. Description mathématique des différents termes impliqués .....	58
II.2.1.2.4. Conditions aux limites .....	59
II.2.1.2.5. Résolution numérique .....	59
II.2.1.3. Validation du modèle .....	60
II.2.2. Étude expérimentale de la cuve de la centrale MicroSol-R .....	64
II.2.2.1. Métrologie .....	64
II.2.2.2. Étude des variations radiales de température .....	64
II.2.2.3. Variables d'intérêt .....	67
II.2.2.3.1. Définition des seuils et de la taille de la thermocline .....	67
II.2.2.3.2. Définition des efficacités .....	69
II.2.2.4. Charge typique .....	70

II.2.2.5. Décharge typique .....	74
II.2.2.6. <i>Stand-by</i> typique .....	78
II.2.3. Étude numérique de la cuve de la centrale MicroSol-R .....	83
II.2.3.1. Influence du débit .....	84
II.2.3.2. Cycles de charges et de décharges.....	85
II.2.3.2.1. Seuils peu restrictifs en charge et décharge .....	85
II.2.3.2.2. Seuils restrictifs en charge et en décharge .....	86
II.2.3.2.3. Seuils hybrides.....	87
II.2.3.2.4. Création d'un abaque.....	88
II.2.4. Conclusion partielle .....	90
II.3. Conclusion du chapitre .....	91
<b>Chapitre III – Collecteurs cylindro-paraboliques et générateur de vapeur .....</b>	<b>93</b>
III.1. Collecteurs cylindro-paraboliques : modélisation, qualification <sup>1</sup> .....	93
III.1.1. Modélisation.....	93
III.1.1.1. Généralités et bibliographie.....	94
III.1.1.1.1. Présentation des différents éléments d'un collecteur .....	94
III.1.1.1.2. Fonctionnement idéal d'un collecteur cylindro-parabolique.....	95
III.1.1.1.3. Fonctionnement réel d'un collecteur cylindro-parabolique .....	95
III.1.1.2. Modèle mathématique utilisé pour le collecteur.....	98
III.1.1.2.1. Hypothèses simplificatrices.....	99
III.1.1.2.2. Équations utilisées.....	101
III.1.1.2.2.1. Fluide de transfert .....	101
III.1.1.2.2.2. Tube absorbeur .....	101
III.1.1.2.2.3. Enveloppe de verre .....	102
III.1.1.2.3. Description mathématique des différents termes impliqués .....	102
III.1.1.2.4. Conditions aux limites .....	103
III.1.1.2.5. Résolutions .....	104
III.1.1.3. Validation du modèle .....	104
III.1.2. Étude expérimentale et numérique d'un des collecteurs de la centrale MicroSol-R .....	107
III.1.2.1. Description du collecteur .....	107
III.1.2.2. Qualifications thermique et optique du collecteur.....	108
III.1.2.2.1. Tests de qualification thermique.....	109
III.1.2.2.1.1. Principe du test de qualification thermique.....	109
III.1.2.2.1.2. Résultats des tests de qualification thermique .....	109
III.1.2.2.2. Tests de qualification optique .....	110
III.1.2.2.2.1. Principe du test de qualification optique .....	110

III.1.2.2.2. Résultats des tests de qualification optique .....	112
III.1.2.3. Résultats expérimentaux et comparaison au modèle.....	116
III.1.2.3.1. Comparaison des pertes thermiques .....	116
III.1.2.3.2. Comparaison de résultats pour des tests en régime statique .....	117
III.1.2.3.3. Comparaison en régime dynamique stable.....	118
III.1.2.3.4. Comparaison en régime dynamique instable.....	120
III.1.3. Conclusion partielle .....	123
III.2. Générateur de vapeur .....	124
III.2.1. Généralités et bibliographie .....	124
III.2.1.1. Modélisation de générateur de vapeur.....	124
III.2.1.2. Les systèmes équivalents de Gibbs .....	125
III.2.2. Développement d'un modèle de Gibbs.....	126
III.2.2.1. Modèle de générateur de vapeur .....	126
III.2.2.2. Propriétés thermodynamiques simplifiées .....	130
III.2.3. Application à la boucle eau de Microsol-R .....	131
III.2.3.1. Description de la boucle eau de Microsol-R.....	131
III.2.3.1.1. Le préchauffeur .....	133
III.2.3.1.2. Le vaporiseur .....	133
III.2.3.1.3. Le surchauffeur.....	133
III.2.3.1.4. Le désurchauffeur.....	133
III.2.3.1.5. Le condenseur et le cycle organique de Rankine .....	134
III.2.3.1.6. Métrologie .....	134
III.2.3.1.7. Fonctionnements .....	134
III.2.3.1.8. Commentaire général.....	135
III.2.3.2. Application du modèle .....	135
III.2.3.2.1. Calibration du modèle.....	135
III.2.3.2.2. Résultats pour le point de fonctionnement utilisé pour adapter le modèle au système (conditions d'entrée constantes).....	137
III.2.3.2.3. Résultats pour la journée du point de fonctionnement utilisé pour adapter le modèle au système .....	138
III.2.3.2.4. Simulation d'une seconde journée.....	141
III.2.3.2.4.1. Résultats .....	142
III.2.3.2.4.2. Nouvelle calibration .....	142
III.2.3.2.5. Simulation d'une troisième journée.....	144
III.2.4. Conclusion partielle .....	146
III.3. Conclusion du chapitre .....	147

<b>Chapitre IV – Étude du comportement d’une cuve de type thermocline dans une centrale solaire à concentration.....</b>	<b>149</b>
IV.1. Étude dynamique de la thermocline de MicroSol-R et notion de seuil dynamique <sup>1</sup> .....	149
IV.1.1. Charge dynamique .....	150
IV.1.1.1. Seuil dynamique pour une charge .....	150
IV.1.1.2. Résultats expérimentaux et application du seuil à une charge dynamique .....	152
IV.1.2. Décharge dynamique .....	158
IV.1.2.1. Seuils dynamiques de décharge.....	158
IV.1.2.2. Résultats expérimentaux et application des seuils à une décharge dynamique .....	160
IV.1.3. Conclusion partielle.....	164
IV.2. Étude numérique d’une centrale solaire de taille industrielle (50 MW <sub>e</sub> ) incluant un stockage thermocline .....	165
IV.2.1. Éléments bibliographiques et introduction .....	165
IV.2.2. Description de la centrale .....	166
IV.2.3. Modèle de la centrale .....	168
IV.2.3.1. Description générale .....	168
IV.2.3.2. Puissance solaire incidente .....	169
IV.2.3.3. Modèle des collecteurs cylindro-paraboliques.....	169
IV.2.3.4. Modèle du stockage deux-cuves.....	169
IV.2.3.5. Modèle du stockage thermocline .....	170
IV.2.3.6. Modèle du groupe de puissance.....	170
IV.2.3.7. Contrôle-commande .....	171
IV.2.3.7.1. Pendant la charge .....	171
IV.2.3.7.2. Pendant la décharge .....	173
IV.2.3.8. Discrétisation.....	174
IV.2.3.9. Post-traitement.....	174
IV.2.4. Résultats de la simulation pour trois périodes significatives.....	175
IV.2.4.1. Période près du solstice d’été (10/06/2016 - 30/06/2016) .....	175
IV.2.4.1.1. Premier jour (10/06/2016).....	176
IV.2.4.1.2. Vingt jour consécutifs.....	178
IV.2.4.1.3. Comparaison à la technologie deux-cuves.....	179
IV.2.4.1.4. Éléments de conclusion.....	180
IV.2.4.2. Période près du solstice d’hiver (10/12/2016 – 30/12/2016) .....	182
IV.2.4.2.1. Premier jour (10/12/2016).....	182
IV.2.4.2.2. Vingt jours consécutifs et comparaison au stockage deux-cuves.....	183
IV.2.4.3. Période près de l’équinoxe de printemps (10/03/2016 – 30/03/2016) .....	185

IV.2.4.3.1. Premier jour (10/03/2016).....	186
IV.2.4.3.2. Vingt jours consécutifs et comparaison aux deux-cuves .....	187
IV.2.5. Résultats de la simulation pour une année entière .....	188
IV.2.5. Conclusion partielle.....	193
IV.3. Conclusion du chapitre.....	195
<b>Conclusion générale .....</b>	<b>197</b>
<b>Références bibliographiques.....</b>	<b>202</b>
<b>Nomenclatures.....</b>	<b>214</b>
<b>Table des matières .....</b>	<b>217</b>
<b>Table des Figures.....</b>	<b>223</b>
<b>Table des Tableaux.....</b>	<b>230</b>
<b>Annexes .....</b>	<b>232</b>
<b>Communications scientifiques liées à la thèse .....</b>	<b>237</b>

## TABLE DES FIGURES

---

Figure 1 : Les quatre types de concentration possibles dans les centrales solaires thermodynamiques [15] .....	4
Figure 2 : Les différentes manières physiques de stocker l'énergie thermique [22, 23] .....	6
Figure 3 : Stockage deux-cuves indirect vs stockage deux-cuves direct [15].....	8
Figure 4 : Schéma de principe du déplacement de la zone de thermocline .....	14
Figure 5 : Différence entre une cuve thermocline avec uniquement du fluide (Single Medium Thermocline) et une cuve thermocline sur lit de solide (Dual Media Thermocline) .....	14
Figure 6 : L'amiante .....	16
Figure 7 : Les laitiers de sidérurgie.....	16
Figure 8 : Les cendres volantes .....	16
Figure 9 : De gauche à droite : matériau mis en forme de plaque ondulée, de nid d'abeille, de sphère, et matériaux de formes quelconques (roches) .....	19
Figure 10 : Illustration des problèmes dus à l'expansion thermique de la cuve remplie de matériaux solides (thermal ratcheting). En réalité, la prise d'espace par les solides se fait davantage par tassement progressif et ne nécessite pas une expansion supérieure à la taille des particules.....	19
Figure 11 : Principes des charges (a) et décharges (b) réelles d'une cuve thermocline .....	21
Figure 12 : Les cuves de la centrale Solar One (a) et du laboratoire Sandia (b).....	25
Figure 13 : Courbes expérimentales de décharge des cuves de la centrale Solar One (a) et du laboratoire Sandia (b).....	25
Figure 14 : Photographie de la cuve de stockage de l'ETH-Zurich .....	26
Figure 15 : (a) Schéma de la cuve de l'ETH-Zurich et position des différents thermocouples (b) Températures mesurées par chaque thermocouple en fonction du temps [56] .....	26
Figure 16 : Les deux cuves de l'INES : (a) Première cuve test [71] (b) Cuve implantée dans une centrale à collecteurs linéaires Fresnel [72].....	27
Figure 17 : Principaux résultats de l'INES. (a) Courbes de décharges au cours du temps, (b) profils finaux de températures pendant des cycles de charge et de décharge (C1=Charge n°1, D10=Décharge n°10) [71].....	27
Figure 18 : Le démonstrateur du laboratoire PROMES-CNRS : (a) sans l'isolation (b) avec l'isolation [73] .....	28
Figure 19 : Principaux résultats sur le démonstrateur du laboratoire PROMES : (a) profils de températures durant une décharge et (b) température de sortie pendant une décharge [73].....	28
Figure 20 : Schéma général de la centrale MicroSol-R.....	29
Figure 21 : Comparaison entre l'huile Jarysol® de l'huile Therminol VP1 (a) au niveau de la capacité énergétique volumique et (b) au niveau de la pression de vapeur saturante [75-77] .....	30
Figure 22 : Schéma général de la cuve thermocline de MicroSol-R.....	31

Figure 23 : (a) La cuve thermocline de la centrale MicroSol-R non isolée et avant son installation ; (b) un panier rempli de billes d'alumine ; (c) un diffuseur de la cuve .....	32
Figure 24 : Les deux cuves de stockage thermique conventionnel, à côté du vase d'expansion (à droite) et derrière la pompe générale, tout ceci disposé sur le châssis cuve.....	33
Figure 25 : (a) Le banc de compatibilité ; les quatre réacteurs et un four sous hotte aspirante (b) Une cuve : récipient métallique chauffé par une résistance enroulée autour d'elle et entourée d'isolant	38
Figure 26 : Schéma du banc expérimental permettant les tests de compatibilité .....	39
Figure 27 : Photographies des trois matériaux solides testés : de gauche à droite : une bille d'alumine, du Cofalit et des cendres volantes frittées en brique .....	39
Figure 28 : Proportions des différents constituants de l'huile après vieillissement : échantillon de référence à gauche et échantillons vieillis avec les différents solides à droite .....	43
Figure 29 : Mesures de la densité des différents échantillons d'huile Jarysol.....	44
Figure 30 : Mesure de la conductivité des différents échantillons d'huile Jarysol .....	45
Figure 31 : Mesures des capacités thermiques des différents échantillons d'huile Jarysol .....	46
Figure 32 : Mesures des viscosités dynamiques des différents échantillons d'huile Jarysol.....	46
Figure 33 : Viscosité dynamique des différents échantillons - Zoom sur les hautes températures .....	47
Figure 34 : Cartographie de la pénétration de l'huile dans un échantillon d'alumine (a) et dans un échantillon de Cofalit (b). Carbone détecté en rouge.....	49
Figure 35 : Résultats de D.R.X. pour l'Alumine avant et après les tests de compatibilité .....	50
Figure 36 : Résultats de D.R.X. pour le Cofalit avant et après les tests de compatibilité .....	51
Figure 37 : Résultats de D.R.X. pour les cendres volantes frittées avant et après les tests de compatibilité .....	51
Figure 38 : Quatre manières différentes de modéliser un stockage thermocline sur lit de solide.....	54
Figure 39 : Comparaison des résultats expérimentaux et numériques pour une décharge de la cuve de Solar One .....	61
Figure 40 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques d'une décharge de la cuve de Sandia .....	62
Figure 41 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour une décharge du démonstrateur du laboratoire PROMES-CNRS à Perpignan .....	62
Figure 42 : Comparaison des résultats expérimentaux et numériques pour une charge du démonstrateur du laboratoire PROMES-CNRS à Perpignan .....	63
Figure 43 : Comparaison de la température de sortie obtenue expérimentalement pendant une décharge du démonstrateur du laboratoire PROMES-CNRS à Perpignan et la température prédite par le modèle.....	63
Figure 44 : Position des thermocouples dans la cuve thermocline de la centrale MicroSol-R ; TC = Thermocouple .....	64
Figure 45 : Évolution des profils radiaux de température sur 4 hauteurs différentes durant une charge typique.....	65

Figure 46 : Évolution des profils radiaux de température sur 4 hauteurs différentes durant une décharge typique.....	66
Figure 47 : Évolution des profils radiaux de température sur 4 hauteurs différentes durant un stand-by typique .....	67
Figure 48 : Définition des seuils et de la taille de la thermocline .....	69
Figure 49 : Profils de température de la cuve thermocline de MicroSol-R durant une charge typique – Résultats expérimentaux et numériques – La figure se lit de la droite vers la gauche.....	71
Figure 50 : Épaisseur de la thermocline durant une charge typique – Résultats expérimentaux et numériques .....	72
Figure 51 : Température de sortie de la cuve thermocline de la centrale MicroSol-R durant une charge typique – Résultats expérimentaux et numériques, définition des seuils .....	73
Figure 52 : Efficacité expérimentale de la charge et temps de charge pour le stockage thermocline étudié, en fonction du coefficient de seuil choisi $\kappa_c$ .....	74
Figure 53 : Profils de température de la cuve thermocline de MicroSol-R durant une décharge typique – Résultats expérimentaux et numériques .....	75
Figure 54 : Épaisseur de la thermocline durant une décharge typique – Résultats expérimentaux et numériques .....	76
Figure 55 : Température de sortie de la cuve thermocline de la centrale MicroSol-R durant une décharge typique – Résultats expérimentaux et numériques, définition des seuils .....	76
Figure 56 : Comparaison des efficacités de la charge expérimentale et de la décharge expérimentale de la cuve de stockage thermocline de la centrale MicroSol-R, en fonction du coefficient de seuil choisi $\kappa_c$ ou $\kappa_d$ .....	77
Figure 57 : Profils de température de la thermocline pendant une période de stand-by démarrant à des températures typiques de fonctionnement de la centrale .....	78
Figure 58 : Évolution de l'énergie utile dans la cuve de stockage durant une période de stand-by aux températures de fonctionnement de la centrale (220 °C - 300 °C), et avec une température de référence de calcul de l'énergie de 220 °C.....	79
Figure 59 : Profils de température de la thermocline pendant une période de stand-by démarrant à des températures relativement faibles.....	79
Figure 60 : (a) Évolution de l'énergie utile dans la cuve de stockage durant une période de stand-by à froid (40 °C - 95 °C), et avec une température de référence de calcul de l'énergie de 40 °C et (b) Comparaison de l'énergie utile relative résiduelle (quotient de l'énergie résiduelle à un instant donné et de l'énergie initiale du stand-by) dans la cuve pour les deux périodes de stand-by expérimentales étudiées.....	80
Figure 61 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques pour la période de stand-by aux températures typiques de fonctionnement de la centrale .....	81
Figure 62 : Profils numériques de température pendant une période de stand-by adiabatique.....	81
Figure 63 : Énergie utile résiduelle ( $T > 220$ °C) et énergie utilisable ( $T > 284$ °C) dans le stockage thermocline étudié durant un stand-by numérique adiabatique aux températures de fonctionnement de la centrale (220 °C – 300 °C).....	82



Figure 64 : Évolution de l'efficacité d'une décharge théorique démarrant à la fin d'un stand-by adiabatique de durée variable .....	83
Figure 65 : Résultats de l'étude de l'influence du débit et du nombre de Reynolds sur les performances de la cuve thermocline de MicroSol-R en charge (a) et en décharge (b) .....	84
Figure 66 : Profils finaux de température pour un cyclage avec des seuils de 0,3 ( $\kappa_d = \kappa_c = 30\%$ ) ....	85
Figure 67 : Épaisseurs de thermocline et efficacités du système au fur et à mesure des cycles, pour des seuils de 0,3 .....	86
Figure 68 : Profils finaux de température pour un cyclage avec des seuils de 0,1 ( $\kappa_d = \kappa_c = 10\%$ ) ....	87
Figure 69 : Épaisseurs de thermocline et efficacités du système au fur et à mesure des cycles pour des seuils de 0,1.....	87
Figure 70 : Profils finaux de température pour un cyclage avec des seuils identiques de 0,8 (a) et pour un cas mixte avec un seuil de 0,8 en charge et de 0,1 en décharge (b).....	88
Figure 71 : Abaque représentant l'efficacité globale de la cuve thermocline de MicroSol-R en fonction des coefficients de seuil de décharge $\kappa_d$ et de charge $\kappa_c$ , pour un débit constant de $0,6 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ . Cas adiabatique (pas de pertes thermiques) .....	89
Figure 72 : Description d'un collecteur cylindro-parabolique [114] .....	94
Figure 73 : Schéma de principe d'un collecteur cylindro-parabolique .....	95
Figure 74 : Représentation graphique des différentes erreurs dans la réflexion des miroirs cylindro-paraboliques [115] .....	95
Figure 75 : Représentation du devenir d'un rayon incident sur une surface quelconque.....	95
Figure 76 : Efficacités optiques typiques calculées pour un collecteur factice, à axe orienté Nord-Sud ou Est-Ouest, pour (a) le 21 juin 2016 ou (b) le 21 décembre 2016 sur le site d'Odeillo. Les collecteurs Nord-Sud sont fortement dépendants de l'élévation solaire (faible en hiver, forte en été) tandis que les collecteurs Est-Ouest ont un profil annuel quasi-constant .....	96
Figure 77 : Représentation de toutes les pertes thermiques survenant dans un récepteur de collecteur cylindro-parabolique [116].....	97
Figure 78 : Influence du type de revêtement de surface de l'absorbeur sur les pertes linéaires du récepteur [124] .....	98
Figure 79 : Influence de l'erreur de tracking sur l'efficacité optique du collecteur, pour différents équipements [120] .....	98
Figure 80 : Les différents échanges thermiques simulés par le modèle .....	100
Figure 81 : Un schéma de la distribution de la puissance arrivant en entrée du récepteur $P_e$ .....	100
Figure 82 : Schéma représentant un bras supportant le tube récepteur, et les flux de chaleur le traversant .....	102
Figure 83 : Comparaison des efficacités globales prédites par le modèle et celles calculées à partir des résultats de Dudley et. al. [129] .....	106
Figure 84 : Efficacités globales prédites et mesurées pour le prototype de Valenzuela et al. [133]..	107
Figure 85 : Dimensions d'un collecteur et localisation des différents composants.....	108
Figure 86 : Principe des tests de qualification thermique.....	109

Figure 87 : Résultats de la qualification thermique et comparaison avec la littérature [133, 134]....	110
Figure 88 : Principe des tests de qualification optique .....	111
Figure 89 : Illustration de l'effet cosinus.....	112
Figure 90 : Illustration de l'effet de l'angle d'incidence sur le diamètre du cône de réflexion dû à la taille fini du soleil et amplifié par les défauts des miroirs lorsqu'il atteint le récepteur pour un faible angle d'incidence (a) et un fort angle d'incidence (b).....	113
Figure 91 : Résultats de la qualification optique et comparaison avec la littérature [133] .....	114
Figure 92 : Torsion observée des tubes récepteurs : le tube absorbeur n'est plus dans la ligne focale (a) et touche en certains points le verre, ce qui abîme la couche absorbante et a entraîné la rupture de l'enveloppe lors du changement des tubes (b).....	114
Figure 93 : Pertes de fin de ligne théoriques pour les collecteurs étudiés [133].....	115
Figure 94 : Coefficients d'atténuation après avoir retranché les pertes de fin de ligne.....	115
Figure 95 : Illustration de l'effet de la faiblesse de la structure porteuse du récepteur sur la concentration des rayons solaires ; comparaison entre un cas idéal (a) et un cas où le support ne résiste pas à la gravité (b).....	116
Figure 96 : Comparaison entre les résultats du modèle et les pertes thermiques obtenues par qualification [133] .....	117
Figure 97 : Efficacités globales mesurées/calculées et prédites pour le collecteur de MicroSol-R en régime permanent.....	118
Figure 98 : DNI et température d'entrée du fluide pour le test dynamique en conditions stables....	119
Figure 99 : Température de sortie durant le test dynamique en conditions stables – comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux.....	119
Figure 100 : Puissance utile transmise au fluide durant le test dynamique en conditions stables – comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux .....	120
Figure 101 : Variations du DNI et de la température d'entrée du fluide (a), ainsi que du débit (b) durant la journée de test avec instabilités.....	121
Figure 102 : Température de sortie durant le test dynamique en conditions variables – comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux.....	121
Figure 103 : Puissance utile transmise au fluide durant le test dynamique en conditions variables – comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux .....	122
Figure 104 : Schématisation du générateur de vapeur selon les systèmes équivalents de Gibbs .....	126
Figure 105 : Un échangeur à calandres en position horizontale (image libre de droits) .....	131
Figure 106 : Synoptique de la boucle eau/vapeur de la centrale MicroSol-R.....	132
Figure 107 : Photographie de la boucle eau/vapeur de la centrale MicroSol-R .....	132
Figure 108 : Données de la journée de calibration du modèle du générateur de vapeur, et visualisation du moment utilisé pour cette dernière.....	136
Figure 109 : Résultats obtenus avec le modèle en régime statique .....	137
Figure 110 : Données d'entrée de la première journée simulée avec le modèle du générateur de vapeur.....	138

Figure 111 : Puissances expérimentales calculées de chaque côté de l'échangeur (a) et ajustement de la puissance côté eau (b).....	138
Figure 112 : Températures de sortie de l'huile obtenues avant (a) et après modification du débit d'eau (b) .....	139
Figure 113 : Résultats expérimentaux et comparaison aux résultats numériques obtenus avec l'utilisation d'un contrôleur P.I.D. numérique pour les débits d'eau entrant et sortant.....	140
Figure 114 : Entropie du système et production d'entropie prédites par le modèle dans le cas avec le débit réel et avec les débits provenant des contrôleurs P.I.D. ....	141
Figure 115 : Données d'entrée de la seconde journée simulée.....	141
Figure 116 : Résultats obtenus pour la seconde journée avec la première calibration du modèle (utilisation des P.I.D.) .....	142
Figure 117 : Résultats obtenus pour la seconde journée avec sa propre calibration du modèle.....	143
Figure 118 : Données d'entrée de la troisième journée simulée .....	144
Figure 119 : Pression et température de l'huile pour la troisième journée avec sa propre calibration du modèle .....	144
Figure 120 : Température de sortie de la vapeur pour la troisième journée avec sa propre calibration du modèle .....	145
Figure 121 : Schéma simplifié de la méthode d'évaluation du seuil dynamique en charge.....	151
Figure 122 : Puissance solaire utile (produite avec le champ solaire et la résistance électrique de 70 kW) et puissance absorbée par le générateur de vapeur pendant la charge dynamique.....	153
Figure 123 : Débits, températures d'entrée et de sortie du champ solaire (incluant la résistance) pendant la charge dynamique.....	153
Figure 124 : Profils expérimentaux de température de la thermocline durant la charge dynamique	154
Figure 125 : Épaisseur de la thermocline durant la charge dynamique.....	155
Figure 126 : Température de sortie de la thermocline, seuil dynamique calculé, et température de sortie du champ solaire durant la charge dynamique .....	156
Figure 127 : Comparaison entre les résultats obtenus pour le seuil dynamique avec deux définitions de la surchauffe.....	157
Figure 128 : Schéma simplifié de la méthode d'évaluation du seuil dynamique pour la décharge ...	159
Figure 129 : Débit massique et puissance envoyée au générateur de vapeur pendant la décharge dynamique.....	160
Figure 130 : Profils de température de la thermocline pendant la décharge dynamique.....	161
Figure 131 : La température de sortie de la thermocline et les différents seuils utilisés pendant la décharge dynamique.....	162
Figure 132 : Schéma de principe de la centrale Andasol I [15 .....	166
Figure 133 : Un schéma du modèle global durant la charge (a) et durant la décharge (b) .....	168
Figure 134 : Schéma général du modèle global pendant la charge .....	171
Figure 135 : Schéma général du modèle global pendant la décharge .....	173

Figure 136 : DNI et efficacité optique pendant le premier jour de la période d'été (10/06/2016) ....	176
Figure 137 : Les différentes puissances pendant le premier jour de la période d'été.....	176
Figure 138 : Les différents débits massiques (a) et températures (b) pendant le premier jour de la période d'été .....	177
Figure 139 : Le taux de détournement du champ solaire pendant la période d'été .....	178
Figure 140 : Profils de température finaux pendant la période d'été : pas d'effet de cyclage observé .....	179
Figure 141 : Résultats obtenus avec un stockage deux-cuves pendant le premier jour de la période d'été .....	179
Figure 142 : Comparaison du taux de defocus obtenu avec la thermocline et celui obtenu avec le stockage deux-cuves pendant une journée proche du solstice d'été.....	180
Figure 143 : DNI et efficacité optique durant le premier jour de la période d'hiver étudiée (10/12/2016) .....	182
Figure 144 : Les différentes puissances en jeu durant le premier jour de la période d'hiver .....	182
Figure 145 : Les différentes températures prédites durant le premier jour de la période d'hiver ....	183
Figure 146 : Profils de température finaux obtenus pendant la période d'hiver .....	183
Figure 147 : DNI et efficacité optique durant le premier jour de la période de printemps étudiée (10/03/2016) .....	185
Figure 148 : Les différentes puissances en jeu durant le premier jour de la période de printemps ..	186
Figure 149 : Les différentes températures prédites durant le premier jour de la période de printemps .....	186
Figure 150 : Profils de température finaux obtenus pendant la période de printemps.....	187
Figure 151 : Production de la centrale solaire industrielle simulée – Comparaison entre la technologie de stockage à deux cuves et la technologie de stockage de type thermocline .....	190
Figure 152 : Production de la centrale solaire industrielle simulée – Comparaison entre la technologie de stockage à deux cuves et la technologie de stockage de type thermocline avec un surdimensionnement de 11 % (a) ou de 30 % (b) .....	191

## TABLE DES TABLEAUX

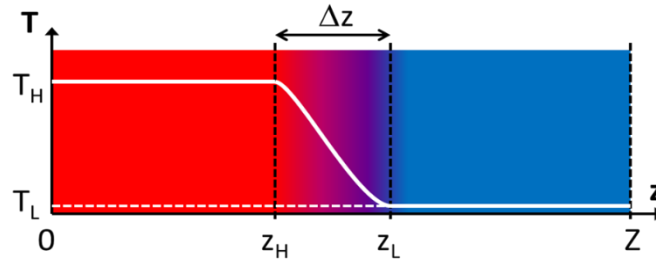
---

Tableau 1 : Estimation du temps restant avant épuisement des principales ressources énergétiques actuelles [2-4].....	1
Tableau 2 : Les différents facteurs de concentration, gammes de température et rendements globaux des quatre technologies de concentration des rayons solaires [16] .....	5
Tableau 3 : Densité énergétique des différents types de stockage [22, 24, 25] .....	7
Tableau 4 : Les différents fluides de transfert ou de stockage envisageables, leurs avantages (vert) et leurs inconvénients (rouge) [26] .....	9
Tableau 5 : Les différents matériaux solides de garnissage des cuves thermoclines généralement envisagés [22, 23 36-38].....	15
Tableau 6 : Comparaison entre les propriétés thermiques et le prix des différentes céramiques étudiées [37, 38, 41, 43].....	17
Tableau 7 : Les différentes analyses possibles des matériaux dont on teste la compatibilité et/ou le vieillissement.....	18
Tableau 8 : Les différentes propositions de thermoclines comprenant des matériaux à changement de phase .....	23
Tableau 9 : Principales caractéristiques de prototypes de cuves de type thermocline.....	24
Tableau 10 : Caractéristiques principales de la cuve thermocline de MicroSol-R .....	31
Tableau 11 : Propriétés thermiques des différents matériaux testés (valeurs données à la température ambiante).....	40
Tableau 12 : Propriétés physico-chimiques des différents échantillons d'huile après vieillissement ..	43
Tableau 13 : Composition chimique (%massique) des éléments principaux constituant les échantillons de référence (vert), les échantillons testés (violet) et les échantillons testés après suppression de la proportion de carbone (bleu).....	48
Tableau 14 : Les informations nécessaires à la modélisation des cuves expérimentales simulées dans cette thèse.....	60
Tableau 15 : Position des thermocouples le long de la paroi de la cuve ; TC=Thermocouple.....	64
Tableau 16 : Les différentes températures seuils et les efficacités et durées de charge correspondantes .....	73
Tableau 17 : Efficacité et durée de la décharge typique en fonction du seuil arbitraire choisi.....	77
Tableau 18 : Caractéristiques des deux collecteurs utilisés pour la validation du modèle .....	104
Tableau 19 : Conditions et résultats expérimentaux pour le prototype de Dudley et al. [129] .....	105
Tableau 20 : Conditions et résultats expérimentaux pour le prototype de Valenzuela et al. [133] ...	105
Tableau 21 : Propriétés des tubes Schott.....	108
Tableau 22 : Conditions et résultats expérimentaux pour les tests en régime permanent d'un collecteur de MicroSol-R .....	118
Tableau 23 : Données de calibration du modèle à partir de la première journée étudiée .....	135

Tableau 24 : Données de calibration du modèle à partir de la seconde journée étudiée .....	143
Tableau 25 : Efficacité de la charge en fonction de la définition de la surchauffe et donc du seuil dynamique.....	158
Tableau 26 : Résultats obtenus pour la décharge dynamique en fonction des définitions des seuils dynamiques .....	163
Tableau 27 : Propriétés de la centrale Andasol I [167] .....	167
Tableau 28 : Dimensionnement des cuves de stockage de la centrale de taille industrielle simulée	167
Tableau 29 : Puissances produites et transmises durant la période d’été – Efficacité journalière de la centrale.....	181
Tableau 30 : Energies produites et transférées durant la période d’hiver – Efficacité journalière de la centrale.....	184
Tableau 31 : Energies produites et transférées pendant la période de printemps – Efficacité journalière de la centrale .....	188
Tableau 32 : Comparaison entre les performances de la centrale simulée et celles de la centrale Andasol I [13, 167].....	189
Tableau 33 : Comparaison entre les différents systèmes de stockage simulés dans la centrale de taille industrielle – Volumes et productions électriques .....	191

## ANNEXES

### Annexe 1 : Exergie et énergie stockées dans une cuve thermocline en *stand-by*



#### Hypothèses :

- profil de température axial uniquement ;
- effet de la pression sur les enthalpies et entropies spécifiques des matériaux (fluide de transfert, solide de garnissage) négligeable, ou faibles pertes de charge ;
- pour  $z < z_H$ ,  $T(z) = T_H$ , pour  $z > z_L$ ,  $T(z) = T_L$ .

L'énergie et l'exergie stockée dans le système s'écrivent :

$$E_{st} = \int_{z=0}^{z=Z} \rho C \cdot (T(z) - T_L) \cdot S \cdot dz \quad \text{Équation A1}$$

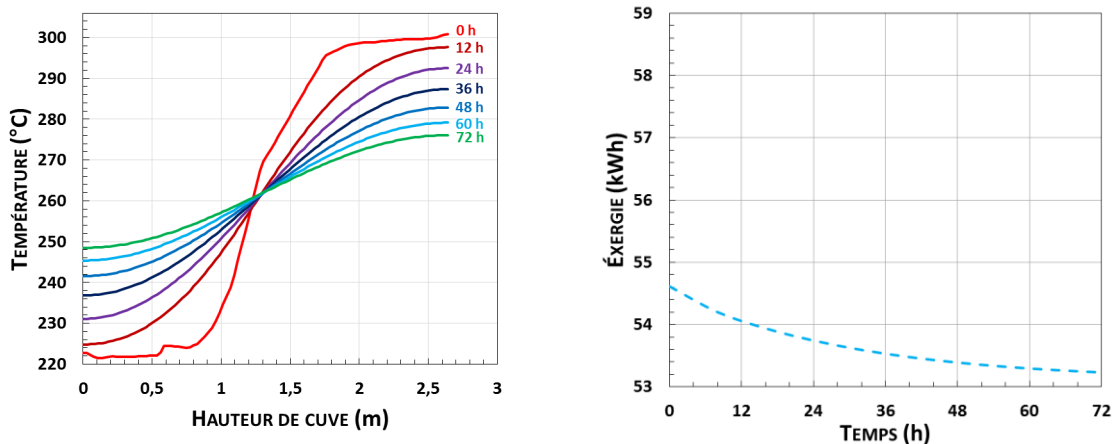
$$Ex_{st} = \int_{z=0}^{z=Z} \rho C \cdot \left[ T(z) - T_L - T_0 \ln \left( \frac{T(z)}{T_L} \right) \right] \cdot S \cdot dz \quad \text{Équation A2}$$

Il est possible d'exprimer A2 en fonction de la température moyenne entropique locale :

$$Ex_{st} = \int_{z=0}^{z=Z} \rho C \cdot (T(z) - T_L) \left( 1 - \frac{T_0}{\tilde{T}(z)} \right) \cdot S \cdot dz \quad \text{Équation A3}$$

$$\tilde{T}(z) = \frac{(T(z) - T_L)}{\ln \left( \frac{T(z)}{T_L} \right)} \quad \text{Équation A4}$$

La Figure ci-dessous montre le résultat du calcul de l'énergie et de l'exergie pour différents profils de températures obtenus durant une période de *stand-by* adiabatique de la cuve thermocline étudiée.



L'énergie ne diminue pas car il n'y a pas de pertes thermiques (123 kWh). L'exergie diminue légèrement et passe d'une valeur de 54,6 kWh à 53,2 kWh (2,5 % de diminution).

## Annexe 2 : Calcul du terme de pertes par conduction à travers les bras supports ( $W \cdot m^{-3}$ )

La conduction à travers les bras est définie selon les termes de Vasquez-Padilla *et al.* Les bras supports sont composés d'une patte métallique de connexion, qui est traitée comme une ailette finie échangeant de la chaleur à son bout avec le support métallique. Ce dernier est considéré comme une ailette infinie.

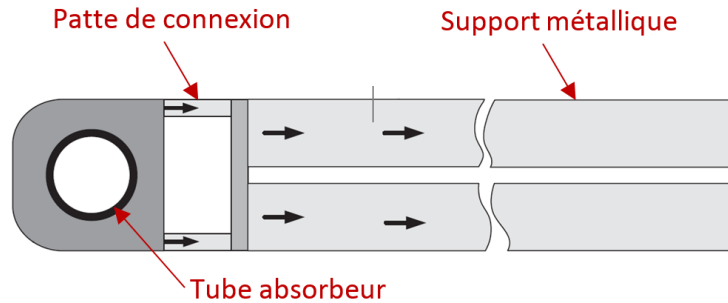


Schéma représentant un bras supportant le tube récepteur, et les flux de chaleur le traversant

La distribution de température dans la patte de connexion s'écrit :

$$T_{pc}(x) = (T_a - T_\infty) \cdot \cosh(m_{pc} \cdot x) + K \cdot \sinh(m_{pc} \cdot x)$$

Au bout de la patte de connexion, le flux dissipé est considéré comme égal au flux entrant dans le support métallique :

$$-k_b \cdot A_{pc} \cdot \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=L_{ct}} = \xi_s \cdot (T_{pc}(x = L_{pc}) - T_\infty)$$

La condition aux limites précédente permet d'obtenir la constante K. Et finalement, le flux total dissipé par les bras s'écrit :

$$\dot{q}_b = N_b \cdot \xi_{ct} \cdot \frac{\cosh(m_{pc} \cdot L_{pc}) - \frac{1}{\cosh(m_{pc} \cdot L_{pc}) + \frac{\xi_{supp}}{\xi_{pc}} \cdot \sinh(m_{pc} \cdot L_{pc})}}{\sinh(m_{pc} \cdot L_{pc})} \cdot \frac{(T_a - T_{amb})}{V_a}$$

Avec :

$$\xi_{pc} = \sqrt{h_{amb} \cdot k_b \cdot Pm_{ct} \cdot A_{pc}}$$

$$\xi_{supp} = \sqrt{h_{amb} \cdot k_b \cdot Pm_{supp} \cdot A_{supp}}$$

$$m_{pc} = \sqrt{\frac{h_{ext} \cdot P_{pc}}{A_{pc} \cdot k_b}}$$

A noter que le nombre de bras est pris en compte, mais le flux de pertes est considéré comme uniforme sur toute la longueur du tube. Pour le cas de MicroSol-R, les longueurs, périmètres et sections de la patte de connexion et du support qui ont été utilisées sont les suivantes :  $L_{pc} = 35 \cdot 10^{-3} \text{ m}$  ;  $Pm_{pc} = 68,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$  ;  $A_{pc} = 246 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$  ;  $Pm_{supp} = 126 \cdot 10^{-3} \text{ m}$  ;  $A_{supp} = 171 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ .

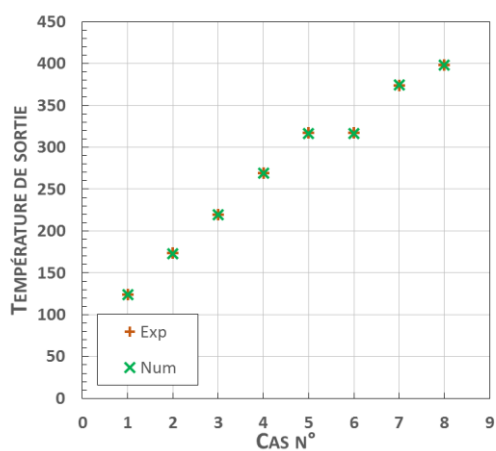


### Annexe 3 : Comparaison des températures de sortie et des puissances utiles prédites par le modèle du récepteur et les résultats expérimentaux

Utiliser la température de sortie comme critère de comparaison des résultats numériques et expérimentaux n'est pas judicieux car les valeurs peuvent être proches (cf. tableaux et figures ci-dessous).

Cas	$T_{s,exp}$ (°C)	$T_{s,num}$ (°C)
1	124,0	123,6
2	173,3	173,1
3	219,5	219,4
4	269,4	269,0
5	316,9	316,6
6	317,2	316,6
7	374,0	374,2
8	398,0	398,3

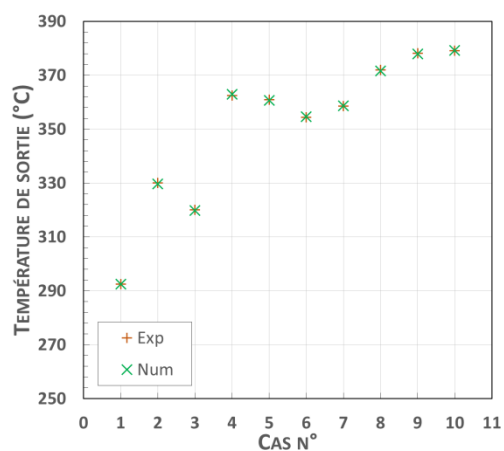
Dudley et al.



Dudley et al.

Cas	$T_{s,exp}$ (°C)	$T_{s,num}$ (°C)
1	292,5	292,4
2	330,0	329,7
3	320,0	319,8
4	362,5	362,9
5	360,9	360,7
6	354,4	354,6
7	358,5	358,6
8	372,0	371,6
9	378,1	377,8
10	379,1	379,2

Valenzuela et al.



Valenzuela et al.

Il pourrait alors en être conclu que le modèle est très performant, alors qu'une légère variation de la température peut mener à de fortes variations de puissance si le débit est élevé (cf. tableaux ci-dessous).

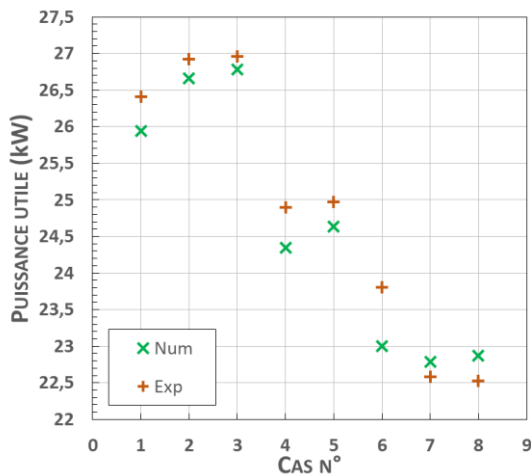
Cas	$P_{u,exp}$ (kW)	$P_{u,num}$ (kW)
1	26,4	25,9
2	26,9	26,7
3	27,0	26,8
4	24,9	24,3
5	25,5	24,6
6	23,8	23,0
7	22,6	22,8
8	22,5	22,9

Dudley et al.

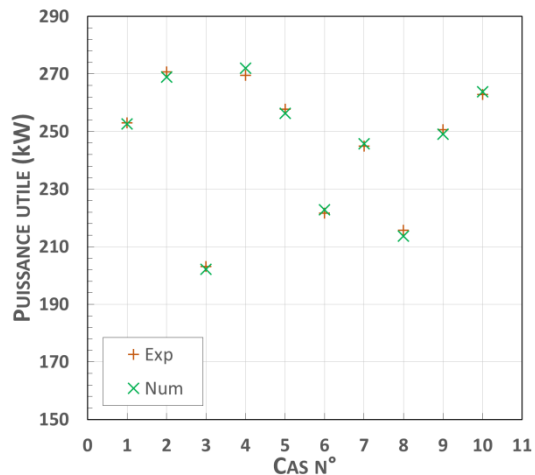
Cas	$P_{u,exp}$ (kW)	$P_{u,num}$ (kW)
1	253,0	252,6
2	270,7	269,0
3	203,1	202,1
4	269,5	272,0
5	257,8	256,3
6	221,6	222,9
7	244,9	245,8
8	215,8	213,7
9	250,6	249,1
10	262,9	263,8

Valenzuela et al.

Dans les cas utilisés ici pour valider le modèle, la puissance utile aurait été un critère suffisant car les résultats de Dudley et al. sont très proches les uns des autres, et les résultats de Valenzuela et al. sont dans une gamme suffisamment étroite (figures ci-dessous).



Dudley et al.



Valenzuela et al.

Toutefois, utiliser la puissance utile n'est pas toujours un choix judicieux non plus. En effet, même si les différences entre résultats expérimentaux et numériques sont plus marquées qu'avec le critère de la température, la forte variabilité entre deux jeux de résultats peut entraîner une échelle de graphique large et ne permet alors de visualiser correctement ces différences de prédiction. Par exemple, dans le cas de Valenzuela et al., les écarts entre résultats expérimentaux et numériques sont légèrement plus marquées avec l'utilisation de l'efficacité globale qu'avec celle de la puissance utile. C'est pourquoi il a été décidé d'utiliser l'efficacité globale comme critère de comparaison, car elle prend en compte les variations de puissance malgré de faibles variations de température, et possède une valeur comprise entre 0 et 1.

### Annexe 4 : Évolution des propriétés thermiques des différentes huiles synthétiques utilisées et de l'alumine en fonction de la température

Huile Syltherm 800(d'après la fiche technique) :

Nom	Symbole	Dépendance à la température (K)
Densité	$\rho_f$	$1269,0 - 1,5206 \cdot T_f + 1,7901 \cdot 10^{-3} \cdot T_f^2 - 1,6706 \cdot 10^{-6} \cdot T_f^3$
Chaleur spécifique	$C_f$	$1107,9 + 1,7073 \cdot T_f$
Conductivité thermique	$k_f$	$0,19010 - 18,807 \cdot 10^{-5} \cdot T_f$
Viscosité dynamique	$\mu_f$	$\exp\left(0,59405 \cdot [\ln(T_f)]^2 - 11,614 \cdot [\ln(T_f)] + 49,041\right) \cdot 10^{-3}$

Huile Jarysol (d'après la fiche technique) :

Dénomination	Symbole	Dépendance en température (K)
Densité	$\rho_f$	$1261,569 - 0,7419173 \cdot T_f$
Capacité thermique	$C_f$	$649,8400 + 3,187218 \cdot T_f$
Conductivité thermique	$k_f$	$0,1521663 - 8,240602 \cdot 10^{-5} \cdot T_f$
Viscosité dynamique	$\mu_f$	$\exp\left(19,75102 \cdot [\ln(T_f)]^4 - 492,2114 \cdot [\ln(T_f)]^3 + 4602,039 \cdot [\ln(T_f)]^2 - 19136,34 \cdot [\ln(T_f)] + 29858,54\right)$

Huile Dowtherm A (d'après la fiche technique) :

Dénomination	Symbole	Dépendance en température (K)
Densité	$\rho_f$	$-8,6199 \cdot 10^{-4} \cdot T_f^2 - 1,4612 \cdot 10^{-1} \cdot T_f + 1,1710 \cdot 10^3$
Capacité thermique	$C_f$	$1,2809 \cdot 10^{-3} \cdot T_f^2 + 1,6627 \cdot T_f + 9,9618 \cdot 10^2$
Conductivité thermique	$k_f$	$-1,6000 \cdot 10^{-4} \cdot T_f + 1,8560 \cdot 10^{-1}$
Viscosité dynamique	$\mu_f$	$10^{-3} \cdot \exp\left(-3,62629 \cdot [\ln(T_f)]^3 + 6,85569 \cdot 10^1 \cdot [\ln(T_f)]^2 - 4,3512 \cdot 10^2 \cdot [\ln(T_f)] + 9,2559 \cdot 10^2\right)$

Alumine (d'après la fiche technique et la littérature<sup>(i)</sup>) :

Dénomination	Symbole	Dépendance en température (K)
Densité	$\rho_a$	$3670 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Capacité thermique <sup>(i)</sup>	$Cp_a$	$3,21 \cdot 10^{-6} \cdot T_a^3 - 6,76 \cdot 10^{-3} \cdot T_a^2 + 5,03 \cdot T_a - 2,24 \cdot 10^2 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Conductivité thermique	$k_a$	$14 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

<sup>(i)</sup> J. Felinks, S. Richter, B. Lachmann, S. Brendelberger, M. Roeb, C. Sattler, R. Pitz-paal, "Particle-particle heat transfer coefficient in a binary packed bed of alumina and zirconia-ceria particles", *Applied Thermal Engineering*, vol. 101, pp. 101-111, 2016.

## COMMUNICATIONS SCIENTIFIQUES LIEES A LA THESE

---

### Articles scientifiques dans des journaux internationaux

J.-F. Hoffmann, T. Fasquelle, V. Goetz, 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*, vol. 100, pp. 753-761, 2016.

J.-F. Hoffmann, T. Fasquelle, V. Goetz, X. Py, "Experimental and numerical investigation of a thermocline thermal energy storage tank", *Applied Thermal Engineering*, vol. 114, pp. 896-904, 2017.

T. Fasquelle, Q. Falcoz, P. Neveu, J. Walker, G. Flamant, "Compatibility study between synthetic oil and vitrified wastes for direct thermal energy storage", *Waste and Biomass Valorization*, 2017.

T. Fasquelle, Q. Falcoz, P. Neveu, F. Lecat, G. Flamant, "A thermal model to predict the dynamic performances of parabolic trough lines", *Energy*, soumis en avril 2017.

T. Fasquelle, Q. Falcoz, P. Neveu, J.-F. Hoffmann, "A temperature threshold evaluation for thermocline energy storage in concentrated solar power plants", *Applied Energy*, soumis en avril 2017.

T. Fasquelle, Q. Falcoz, P. Neveu, J.-F. Hoffmann, "Numerical simulation of a 50 MW<sub>e</sub> parabolic trough power plant with an integrated thermocline tank as storage", sera soumis en 2017.

### Communications orales

#### Internationales

##### Avec actes et comité de lecture

J.-F. Hoffmann, T. Fasquelle, V. Goetz, X. Py, G. Jeangros, C. Bourdil, "A thermocline thermal energy storage system for CSP with natural or recycled materials using vegetable oil as heat transfer fluid", *SolarPACES2015*, Cape Town (South Africa), 2015, poster.

T. Fasquelle, Q. Falcoz, P. Neveu, G. Flamant, J. Walker, "Compatibility tests between Jarytherm DBT synthetic oil and solid materials from wastes", *SolarPACES2015*, Cape Town (South Africa), 2015, présentation orale.

T. Fasquelle, Q. Falcoz, P. Neveu, F. Lecat, N. Boulet, G. Flamant, "Operating results of a thermocline thermal energy storage included in a parabolic trough mini power plant", *SolarPACES2016*, Abu Dhabi (United Arab Emirates), 2016, présentation orale.

T. Esence, T. Fasquelle, A. Bruch, Q. Falcoz, "Experimental investigation of the solid filler influence in thermocline storage systems through the comparison of two different setups", *SolarPACES2017*; Santiago (Chile), 2017, poster.

#### Nationales

T. Fasquelle, P. Neveu, Q. Falcoz, G. Flamant, J. Walker, "Tests de compatibilité entre l'huile synthétique Jarytherm et des matériaux solides issus de déchets pour une application de stockage thermique", *Journées Nationales sur l'Énergie Solaire*, Perpignan (France), 2015, présentation orale.

T. Fasquelle, Q. Falcoz, P. Neveu, "Étude expérimentale et numérique d'une centrale solaire pilote cylindro-parabolique intégrant un stockage thermocline", *Journées Nationales sur l'Énergie Solaire*, Perpignan (France), 2016, présentation orale.

## Séminaires

T. Fasquelle, P. Neveu, Q. Falcoz, G. Flamant, "Modeling and characterization of an experimental parabolic trough solar loop integrating innovative thermal energy storage", *11<sup>th</sup> SFERA SOLLAB Doctorial Colloquium*, Melchsee-Frutt (Switzerland), 2015, présentation orale.

T Fasquelle, Q. Falcoz, P. Neveu, "Experimental and numerical investigation of a pilot parabolic trough power plant including a thermocline thermal energy storage", *12<sup>th</sup> SFERA SOLLAB Doctorial Colloquium*, Rodalquilar (Spain), 2016, présentation orale.



## Résumé :

Comme les autres technologies liées aux énergies renouvelables, le solaire à concentration souffre des problèmes liés à l'intermittence de la ressource. La technologie thermocline est une solution prometteuse qui réduirait le coût du stockage thermique dans les centrales solaires de ce type. Cependant, aucune étude n'a jusqu'ici porté sur l'impact de la variation de la température en sortie du réservoir de stockage de type thermocline sur les autres composants de la centrale. Ce travail de thèse a pour but d'améliorer les connaissances sur ce sujet, grâce à l'utilisation d'une mini boucle solaire cylindro-parabolique intégrant un stockage thermocline.

En premier lieu, la compatibilité entre le fluide de transfert de la centrale (huile synthétique) et les potentiels matériaux de garnissage de la cuve de stockage (Cofalit, briques de cendres volantes, alumine) est vérifiée. Puis les performances de chacun des composants de la centrale (cuve de stockage, collecteurs solaires, générateur de vapeur) sont analysées expérimentalement et numériquement. Enfin, le comportement du système global est étudié, avec un accent porté sur l'impact de la variation de la température de sortie de la cuve thermocline sur les autres composants.

Il a été montré qu'avec un dimensionnement et une stratégie de contrôle appropriés, la technologie thermocline diminue très peu les performances de la centrale solaire par rapport à la technologie conventionnelle à deux cuves (maximum 3-4 % de diminution de la production électrique).

Mots-clés : centrales solaires cylindro-paraboliques, stockage thermique, thermocline, simulation numérique, expérimentation, stratégies de contrôle.

## Abstract:

Like other renewable energy technologies, concentrated solar power (CSP) suffers from resource intermittence. Thermocline technology is a promising solution to decrease cost of thermal energy storage in CSP plants. Thermocline behavior has thoroughly been studied in the past years and its behavior is considered well-known. However no study treated of thermocline tanks integrated in CSP plants. Thus, the impact of the varying outlet temperature of the thermocline storage has not been assessed yet. This work aims to fill this lack of knowledge by studying a mini parabolic trough power plant integrating a thermocline tank as storage.

First, the compatibility between the heat transfer fluid of the plant (synthetic oil) and various potential filler materials (Cofalit, coal fly ash bricks, alumina) of the storage tank is verified. Then, some performance studies are performed on the three main components of the power plant (energy storage tank, solar collectors, steam generator). Finally, the behavior of the whole system is assessed, with a focus on the impact of the varying fluid temperature at the outlet of the thermocline tank on the other components.

It has been shown that, with a proper sizing and an appropriate control strategy, thermocline technology induces very low decrease of the solar power plant performance in comparison to the conventional two-tank technology (maximum 3-4% of electrical power production difference).

Keywords: parabolic trough solar power plants, thermal energy storage, thermocline, numerical simulation, experimentation, control strategy.