



HAL
open science

Etude de l'influence de la distribution de fluide sur le comportement thermohydraulique d'un réservoir de stockage thermique mono-cuve dual-media

Grégoire Bellenot

► **To cite this version:**

Grégoire Bellenot. Etude de l'influence de la distribution de fluide sur le comportement thermohydraulique d'un réservoir de stockage thermique mono-cuve dual-media. Mécanique des fluides [physics.class-ph]. Université Grenoble Alpes [2020-..], 2020. Français. NNT : 2020GRALI065 . tel-03150746

HAL Id: tel-03150746

<https://theses.hal.science/tel-03150746v1>

Submitted on 24 Feb 2021

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

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

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITE GRENOBLE ALPES

Spécialité : **Mécanique des fluides, énergétique, procédés**

Arrêté ministériel : 25 mai 2016

Présentée par

Grégoire BELLENOT

Thèse dirigée par **Philippe MARTY, Professeur, Université Grenoble Alpes**

préparée au sein du **Laboratoire de Stockage Thermique (CEA – LITEN)** et du **Laboratoire des Ecoulements Géophysiques et Industriels (UGA)**

dans l'**École Doctorale Ingénierie – Matériaux, Mécanique, Environnement, Energétique, Procédés, Production (I-MEP2)**

Etude de l'influence de la distribution de fluide sur le comportement thermodynamique d'un réservoir de stockage thermique mono-cuve dual-media

Thèse soutenue publiquement le **13 novembre 2020**,
devant le jury composé de :

M. Jean-Luc HARION

Professeur, IMT Lille-Douai, Rapporteur

M. Régis OLIVES

Professeur, Université Perpignan – Via Domitia, Rapporteur

Mme Nolwenn LE-PIERRES

Professeur, Université Savoie Mont-Blanc, Présidente du jury

M. Nicolas GONDREXON

Professeur, Université Grenoble Alpes, Examineur

M. Quentin FALCOZ

Maitre de Conférence, Université Perpignan – Via Domitia, Examineur

M. Philippe MARTY

Professeur, Université Grenoble Alpes, Directeur de Thèse

M. Fabrice BENTIVOGLIO

Ingénieur de recherche, CEA/LITEN, Co-encadrant de thèse

M. Michel COUDRAIS-DUHAMEL

Ingénieur, ALSOLENTECH, Co-encadrant de thèse

M. Raphaël COUTURIER

Docteur, CEA/LITEN, Co-encadrant de thèse



Table des matières

Résumé	8
Abstract	9
Chapitre 1 : Contexte et bibliographie	10
1.1 Energie solaire à concentration et stockage.....	10
1.1.1 Généralités.....	10
1.1.2 Technologies solaires à concentration.....	10
1.2 Stockage de chaleur	13
1.2.1 Intérêt du stockage de chaleur pour les technologies solaires à concentration ..	13
1.2.2 Principes de stockage d'énergie thermique	14
1.3 Stockage de chaleur sensible mono-cuve dual-media	24
1.3.1 Installations existantes.....	25
1.3.2 Etudes numériques existantes.....	26
1.3.3 Implications pour le sujet d'étude	28
Chapitre 2 : Etude expérimentale	30
2.1 Présentation de la boucle STONE	30
2.1.1 Généralités.....	30
2.1.2 Résultats antérieurs	32
2.1.3 Caractéristiques physiques	32
2.1.4 Injection et collecte des fluides	33
2.1.5 Instrumentation.....	35
2.2 Méthode	40
2.2.1 Plan d'expérience.....	40
2.2.2 Exemple d'analyse d'un essai.....	41
2.3 Imperfections de l'installation STONE	45
2.3.1 Stratification granulaire du milieu poreux.....	45
2.3.2 Passage préférentiel.....	46
2.3.3 Conclusion sur la pertinence de l'installation expérimentale.....	48
2.4 Influence de la distribution sur le comportement thermohydraulique.....	48
2.4.1 Comportement global.....	48
2.4.2 Influence du milieu libre	52
2.4.3 Etude de l'énergie utile	55
2.4.4 Influence de la vitesse du fluide.....	57
2.5 Synthèse des résultats de la campagne expérimentale.....	61
Chapitre 3 : Modèle numérique	63

3.1	Développement d'un modèle physique	63
3.1.1	Corpus d'étude	63
3.1.2	Mécanique	63
3.1.3	Thermique	65
3.1.4	Résolution numérique	67
3.2	Description du modèle	67
3.2.1	Hypothèses physiques	67
3.2.2	Méthodes de développement	68
3.2.3	Equations	70
3.2.4	Comportement mécanique	71
3.2.5	Diffusion thermique	72
3.2.6	Echanges thermiques entre phases	74
3.3	Validation expérimentale du modèle	76
3.3.1	Validation pseudo 1-D	77
3.3.2	Validation multi-D	82
3.3.3	Conclusion sur la validation du modèle	87
Chapitre 4	: Etude numérique	88
4.1	Etude numérique de l'influence de la distribution du fluide	88
4.1.1	Méthode	88
4.1.2	Résultats	89
4.2	Sensibilité aux phénomènes physiques	95
4.2.1	Influence des pertes thermiques	95
4.2.2	Influence de la convection naturelle	98
4.2.3	Influence de la vitesse du fluide	102
4.3	Essais complémentaires	106
4.3.1	Décharge	106
4.3.2	Cyclage	114
4.4	Limites de l'étude	117
4.5	Synthèse de l'étude numérique	118
Chapitre 5	: Application industrielle	120
5.1	Problématiques du passage à l'échelle industrielle	120
5.1.1	Niveaux de température	120
5.1.2	Forme de réservoir	121
5.1.3	Milieux libres et expansion thermique	122
5.2	Solutions techniques pour l'injection et la collecte de fluide	123

5.2.1	Piquages simples	124
5.2.2	Systèmes diffuseurs.....	125
5.2.3	Systèmes à pertes de charge	127
5.2.4	Distributeurs à répartition par température	130
5.3	Conclusion sur l'application industrielle.....	133
Conclusions et perspectives		135
5.4	Synthèses des résultats.....	135
5.5	Perspectives	137
Figures.....		139
Tableaux		143
Chapitre 6 Annexes.....		144
Annexe A : Propriétés physiques.....		144
Annexe B : Diagramme de détermination de la sphéricité.....		145
Annexe C : Polynômes d'initialisation des cas de validation du modèle numérique.....		145
Références bibliographiques		147

Nomenclature

Symboles latins	Signification	Unité
a	Densité de surface d'échange	m^2/m^3
A	Coefficient visqueux de perte de charge	m^{-4}
B	Coefficient inertiel de perte de charge	m^{-3}
Bi	Nombre de Biot	-
Cp	Capacité thermique massique	J/(kg.K)
d	Diamètre (d'une particule solide)	m
D	Diamètre (du système étudié)	m
E	Energie	J
E _{adim}	Energie adimensionnée	-
E _{utile}	Energie utile (à 10 K sous la température maximum)	J
g	Accélération de la pesanteur	m/s^2
Gr	Nombre de Grashof	-
h	Enthalpie	J
H	Hauteur	m
h _m	Enthalpie massique	J/kg
h _r	Enthalpie massique de réaction	J/kg
k	Coefficient d'échange thermique	$W/(m^2.K)$
k _{pth}	Coefficient de pertes thermiques volumique	$W/(m^3.K)$
K _{sing}	Coefficient de perte de charge singulière	
L	Enthalpie massique de changement d'état	J/kg
l	Longueur	m
m	Masse	kg
\dot{m}	Débit massique	kg/s
Nu	Nombre de Nusselt	-
P	Pression	Pa
Pr	Nombre de Prandtl	-
r	Rayon	m
Re	Nombre de Reynolds	-
Re _{sup}	Nombre de Reynolds calculé avec la vitesse superficielle "u _{sup} "	-
Ri	Nombre de Richardson	-
S	Surface	m^2
T	Température	K
t	Temps	s
u	Vitesse interstitielle (ou physique ou réelle) du fluide dans un milieu poreux	m/s
u _{sup}	Vitesse superficielle du fluide dans un milieu poreux (hors influence du milieu poreux) = u*epsilon	m/s
V	Volume	m^3
v	Vitesse hors d'un milieu poreux	m/s
W	Puissance	W
z	Hauteur	m
Z	Hauteur adimensionnée	-

Symboles grecs	Signification	Unité
α	Angle	
∇	Opérateur Nabla	-

Δ	Différence	-
δ	Opérateur de dérivée partielle	-
ε	Porosité	-
ε_{tot}	Porosité totale d'un milieu granulaire à plusieurs granulométries	-
Θ	Température adimensionnée	-
Λ	Coefficient de conductivité thermique	W/(m.K)
λ	Conductivité thermique	W/(m.K)
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
ρ	Masse volumique	kg/m ³
σ	Ecart-type	
τ	Temps adimensionné	-
ψ	Coefficient de sphéricité	

Indices	
cell	Relatif à une cellule du maillage numérique ou à un volume de contrôle expérimental
eff	Effectif
eq,A	Pour un diamètre de particule solide, équivalent à celui de la sphère de même surface
eq,V	Pour un diamètre de particule solide, équivalent à celui de la sphère de même volume
exp	Expérimental
ext	Relatif à l'extérieur du système étudié
f	Relatif au fluide
gr	Relatif au gravier (particule de grande taille)
in	Entrant
in,out	Différence entre l'entrée et la sortie
inf	A une distance infinie
ini	Initial
max	Maximum
min	Minimum
moy	Moyen
moy,Th	Moyenne pondérée par la différence de température entre le fluide et la phase solide de forte granulométrie
num	Numérique
out	Sortant
p	Relatif à une particule d'un milieu poreux granulaire
par	Relatif à la paroi
phase	Relative à une phase dans milieu poreux (fluide ou l'une de phases solides de granulométrie distincte)
poreux	Relatif au milieu poreux d'un système étudié
pth	Relatif aux pertes thermiques
ref	Relatif à la référence
s	Relatif au solide
sa	Relatif au sable (particule de petite taille)
Sauter	Equivalent au sens de Sauter (référence [49])
surf	Surfacique
théo	Théorique
tot	Total. Pour un milieu granulaire, fait référence à la porosité, toute granulométrie confondue.
UDS	User Defined Scalar : dans le logiciel FLUENT, champ scalaire supplémentaire porté par l'écoulement, ajouté par l'utilisateur pour résolution

Acronymes et abréviations	
1D	Monodimensionnel
2D	Bidimensionnel
3D	Tridimensionnel ou trois dimensions
CEA	Commissariat à l'Energie Atomique et aux Energies Alternatives
CNRS	Centre National de la Recherche Scientifique
CSP	Concentrated Solar Power
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (Centre allemand pour l'aéronautique et l'astronautique)
GIEC	Groupe d'expert Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat
IEA	International Energy Agency
IRENA	International Renewable Energy Agency
LITEN	Laboratoire d'Innovation pour les Technologies des Energies Nouvelles et les Nanomatériaux
NREL	National Renewable Energy Laboratory (Laboratoire national des énergies renouvelables (USA))
PROMES	(Laboratoire) PROCédés, Matériaux et Energie Solaire
SEP	Sans Echange à la Paroi : concerne un modèle numérique de résolution de la température en milieu poreux
SEP-SG	Sans Echange à la Paroi et Sans Gravité: concerne un modèle numérique de résolution de la température en milieu poreux
SEP-SG-HindepU	Sans Echange à la Paroi, Sans Gravité et coefficient d'échange thermique indépendant de la vitesse du fluide : concerne un modèle numérique de résolution de la température en milieu poreux

Résumé

Dans le cadre du développement des énergies renouvelables et des énergies de récupération, le stockage thermique est un sujet de recherche majeur puisqu'il permettrait de supprimer le désavantage majeur qu'est l'intermittence de la plupart de ces énergies. Parmi les technologies prometteuses, le stockage de chaleur sensible mono-cuve est une alternative intéressante aux technologies habituelles à deux cuves. L'utilisation d'un milieu poreux granulaire, à la place du milieu libre des stockages à thermocline, permet de réduire la quantité de fluide de stockage, souvent coûteux. Dans ce type de technologie, l'influence de la distribution du fluide en entrée et sortie du milieu poreux sur les performances est peu étudiée.

L'étude bibliographique du sujet a montré que la plupart des études expérimentales et numériques de stockages thermiques dual-media sont monodimensionnelles ou considèrent que la distribution du fluide est idéale, c'est-à-dire uniforme perpendiculairement à l'écoulement général. Toutefois, une étude récente remet en cause cette hypothèse, soulevant la question de l'impact potentiel de la distribution de fluide pour une application industrielle. Par ailleurs, les milieux poreux étudiés sont en général constitués de grains d'une seule granulométrie.

Dans un premier temps, une campagne expérimentale est réalisée. Une installation expérimentale, utilisant un milieu poreux à deux granulométries, est utilisée pour effectuer des cycles de charges et de décharges avec un suivi des grandeurs physiques caractéristiques. Trois distributions de fluide sont disponibles pour l'entrée et la sortie du fluide à haute température. Les données récoltées donnent de premiers résultats sur l'influence de la distribution de fluide sur ce type de stockage et oriente la suite de l'étude. L'analyse des données permet également d'observer les imperfections de l'installation et d'en rechercher les causes et conséquences.

Dans un second temps, le fonctionnement du stockage thermique mono-cuve dual-media est étudié numériquement. Un modèle numérique multi-dimensionnel et tenant compte de la granulométrie double est développé. Ce modèle, développé à partir de l'étude de la littérature pertinente et en particulier des travaux réalisés précédemment au Laboratoire de Stockage Thermique (LST) du CEA-LITEN, se base sur la résolution des équations classiques de la thermodynamique, appliquées à un milieu poreux. Sa spécificité est de résoudre une équation de conservation de la chaleur pour le fluide et une pour chacune des deux phases solides granulaires. Le modèle est validé par comparaison avec des résultats expérimentaux tirés de la campagne réalisée. L'accord obtenu entre les données expérimentales et numériques est jugé acceptable.

Le modèle développé est employé pour réaliser une étude théorique de l'influence de la distribution de fluide sur le comportement du stockage. Plusieurs tests de charge et de décharge en conditions idéalisés sont effectués sur un système représentant le milieu poreux de l'installation expérimentale. Deux distributions de fluide sont comparées, l'une uniformément répartie et l'autre avec un fort jet axial et centré. L'influence de la convection naturelle et de l'augmentation de vitesse du fluide liée à la distribution est étudiée en répétant les mêmes tests après avoir modifié les paramètres physiques du modèle. Les essais relient ces phénomènes physiques aux comportements observés.

Dans un dernier temps, les résultats obtenus expérimentalement et numériquement sont rassemblés et interprétés dans le cas d'une éventuelle application industrielle. Des recommandations sont apportées pour le cas où l'impact de la distribution de fluide mis en évidence serait non-négligeable. Ces recommandations sont basées sur les résultats

précédents et sur une étude bibliographique des solutions techniques de distribution des fluides dans ce type de stockage thermique.

Abstract

In the context of the development of renewable energies and energy recovery, thermal storage is a major topic of research. Amongst promising technologies, one-tank sensible heat storage is an interesting alternative solution to usual two-tanks technologies. The use of a granular porous media, instead of thermocline storages' free fluid volume, allows to reduce the amount of the often-expensive heat transfer fluid. Few studies exist on the influence of fluid distribution at the inlet and outlet of the porous media over performances of this kind of technology.

The bibliographical review of this subject showed that most of experimental and numerical studies on dual-media heat storages are mono-dimensional or regard fluid's distribution as ideal, which means perpendicular to the overall flow. However, a recent study questions this hypothesis, raising the issue of the potential influence of fluid distribution for an industrial application. Moreover, studied porous media are generally composed of one-sized particles.

First, an experimental campaign is carried out. A test facility, using a two-sized particles porous media, is used to realise charge and discharge cycles with monitoring of characteristic physical values. Three fluid distributions are available for the inlet and outlet of high temperature fluid. Collected data give first results on the influence of fluid distribution over this type of storage and direct the next part of this study. The analysis of data also allows to highlight the imperfections of the experimental facility and to search for their causes and consequences.

Secondly, the functioning of the one-tank dual-media heat storage is numerically studied. A multidimensional numerical model is developed, taking into account the two-sized particles of the porous media. This model, developed from the study of the relevant literature, especially the previous work from Thermal Storage Laboratory at CEA-LITEN, is based on the solving of thermodynamics' usual equations, adapted to a porous media. Its specificity is to solve one heat conservation equation for the fluid and one for each of the granular solid phases. The model is validated by comparing its results with some extracted from the conducted experimental campaign. The agreement between experimental and numerical data is deemed acceptable.

The developed model is used to carry out a theoretical study of the influence of fluid distribution over the behaviour of the storage. Several charge and discharge tests are done, under idealised conditions, on a system representing the experimental facility. Two fluid distributions are compared, one is perfectly spread and the other with a strong centred axial jet. The influence of natural convection and of the augmentation of fluid's velocity related to distribution are studied by repeating the same tests having modified the physical parameters of the model. The tests link these physical phenomena to observed behaviours.

Lastly, experimental and numerical results are gathered and interpreted in the case of a possible industrial application. In the case where the highlighted impact of fluid distribution would be evaluated high enough, recommendations are given, based on previous results and on a bibliographical review on technical fluid distribution solutions in this type of heat storage.

Chapitre 1 : Contexte et bibliographie

1.1 Energie solaire à concentration et stockage

1.1.1 Généralités

Parmi les sources d'énergie renouvelable, l'énergie solaire est pressentie pour jouer un grand rôle dans la transition énergétique en cours. Elle présente l'avantage d'être abondante, assez bien répartie dans le monde, inépuisable et potentiellement exempte de pollution. Elle a en revanche le désavantage d'être cyclique sur une journée, variable au cours de l'année et sujette à de fortes perturbations en fonction des conditions météorologiques.

Le rapport « Renewable Energy Sources and Climat Change Mitigation » du Groupe Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat (GIEC) [1] avance le chiffre de $3,9 \cdot 10^6$ EJ/an d'énergie solaire à la surface de la Terre [2]. En fonction des hypothèses retenues, un potentiel technique compris entre $1,575 \cdot 10^3$ et $4,9837 \cdot 10^4$ EJ/an est calculé ; le potentiel technique étant « la quantité de rayonnement solaire pouvant être capté par le déploiement complet des technologies ou pratiques démontrées et susceptibles de se développer ».

Ces chiffres sont à comparer avec les 576 EJ environ d'énergie primaire consommée par l'humanité en 2017 selon l'Agence Internationale de l'Energie (IEA) [3] : l'estimation basse de potentiel technique pourrait donc, toutes technologies confondues, couvrir plus de deux fois et demi les besoins de l'humanité de 2017.

Ces estimations, bien que ne détaillant ni la forme d'énergie consommée, ni les technologies solaires applicables, justifient l'intérêt porté aux technologies solaires.

L'énergie radiative solaire peut être valorisée de deux façons différentes : soit convertie directement en électricité par effet photovoltaïque, soit sous forme de chaleur, il s'agit alors d'énergie solaire thermique. Lorsque le flux solaire est concentré, au moyen de miroirs ou de lentilles, le terme « d'énergie solaire à concentration » est employé. Même s'il existe des technologies photovoltaïques utilisant un flux solaire concentré, ceci fait généralement référence à la production de chaleur solaire à concentration qui permet d'atteindre de plus hautes températures. Le terme « solaire thermodynamique » est également employé pour les systèmes solaires thermiques à concentration.

1.1.2 Technologies solaires à concentration

Dans toutes les technologies solaires thermiques à concentration déployées à l'échelle industrielle, la concentration du rayonnement est effectuée à l'aide de miroirs. Cette opération peut se faire vers un point de focalisation ou vers une ligne et à l'aide de miroirs concaves continus ou discrétisés.

Il existe quatre combinaisons possibles des caractéristiques précédentes qui permettent de classer en quatre groupes les technologies de production solaire thermiques et thermodynamiques à concentration, comme présenté sur la Figure 1.

- La concentration solaire à miroirs paraboliques où un miroir concave concentre le rayonnement sur un point focal.
- La concentration solaire à tour où un champ de miroirs plans ou quasi-plans concentre le rayonnement en un point (généralement situé au centre du champ solaire, au sommet d'une tour).

- La concentration solaire à miroirs cylindro-paraboliques où les miroirs, dont la forme donne le nom de la catégorie, concentrent le rayonnement incident sur une ligne.
- La concentration solaire à miroirs linéaires de Fresnel où des miroirs quasi-plans sont orientés par ligne pour concentrer le rayonnement sur une ligne. Il s'agit de la forme discrétisée de la technologie à miroirs cylindro-paraboliques.

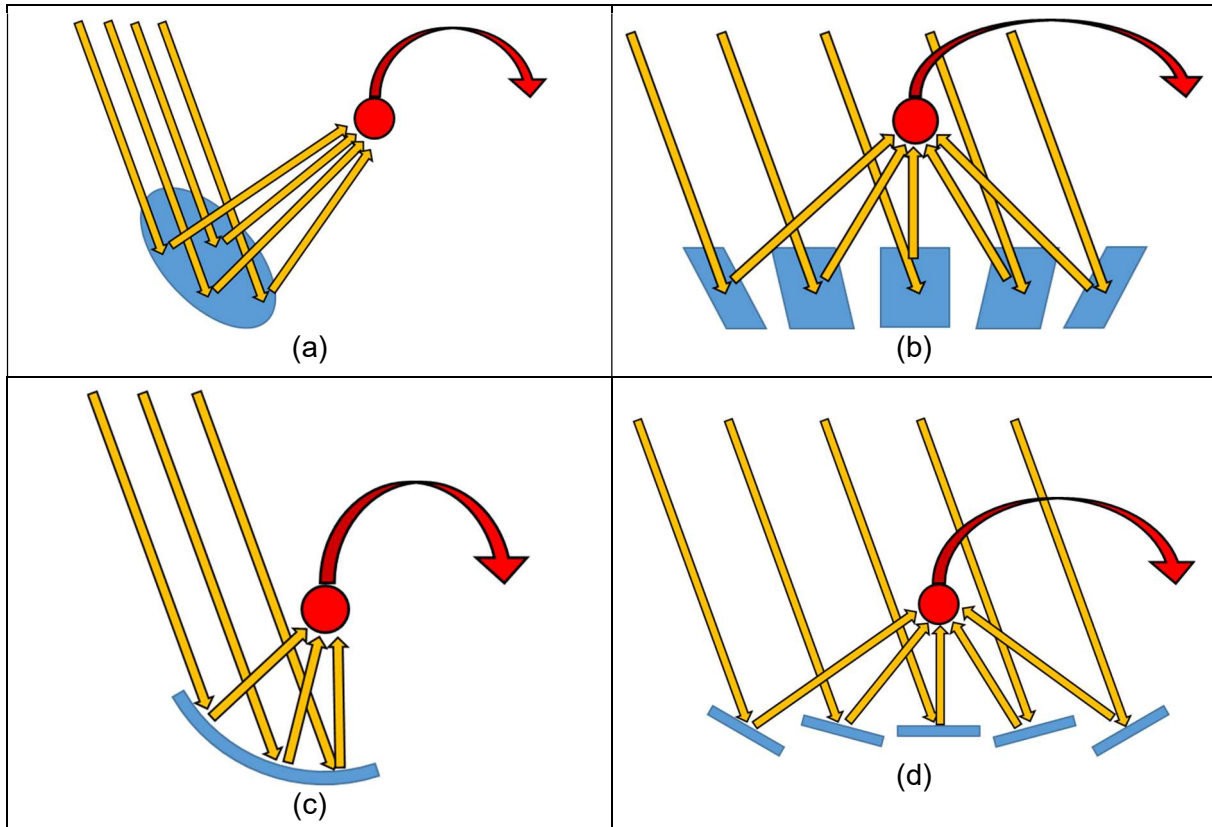


Figure 1 : schéma de principe des méthodes de concentration du rayonnement solaire pour les technologies solaires thermiques à concentration. (a) : à miroirs paraboliques ; (b) : à tour ; (c) : à miroirs cylindro-paraboliques ; (d) : à miroirs linéaires de Fresnel.

Dans tous les cas, l'énergie radiative, concentrée en un point ou sur une ligne est convertie en énergie thermique en chauffant un fluide caloporteur qui circule dans la zone de focalisation du flux solaire. Ce fluide de transfert thermique permet d'extraire la puissance incidente sous une forme transportable et stockable. Les différentes technologies présentées permettent d'atteindre des niveaux de concentration, donc de température, variables selon les solutions envisagées.

L'avantage principal des technologies de concentration solaire thermique est leur capacité à être adjointes à des technologies de stockage de chaleur. Cette capacité à stocker l'électricité sous forme de chaleur de façon efficace leur permet de garder de l'intérêt par rapport à la production photovoltaïque, qui reste en général plus compétitive pour la production directe d'électricité mais avec une production intermittente alors que le solaire à concentration permet une production continue à l'échelle de la journée.

D'après les chiffres du « National Renewable Energy Laboratory » (NREL) aux USA [4], au moins 101 centrales solaires thermiques à concentration étaient en fonctionnement en 2019, dont la moitié se trouve en Espagne, 14 % aux Etats-Unis d'Amérique, le reste se répartissant dans 16 autres pays avec 6 % maximum par pays.

Les centrales à miroirs cylindro-paraboliques sont majoritaires avec 78 % des centrales en opération, suivies par les centrales à tour (18 %) et les centrales à miroirs linéaires de Fresnel. Aucune centrale à miroirs paraboliques n'est indiquée comme étant en fonctionnement en 2019. Seuls deux centrales, une de démonstration et une commerciale, sont listées hors fonctionnement.

La Figure 2 présente la répartition par pays d'installation et par technologie de concentration des centrales en opérations listées par le NREL.

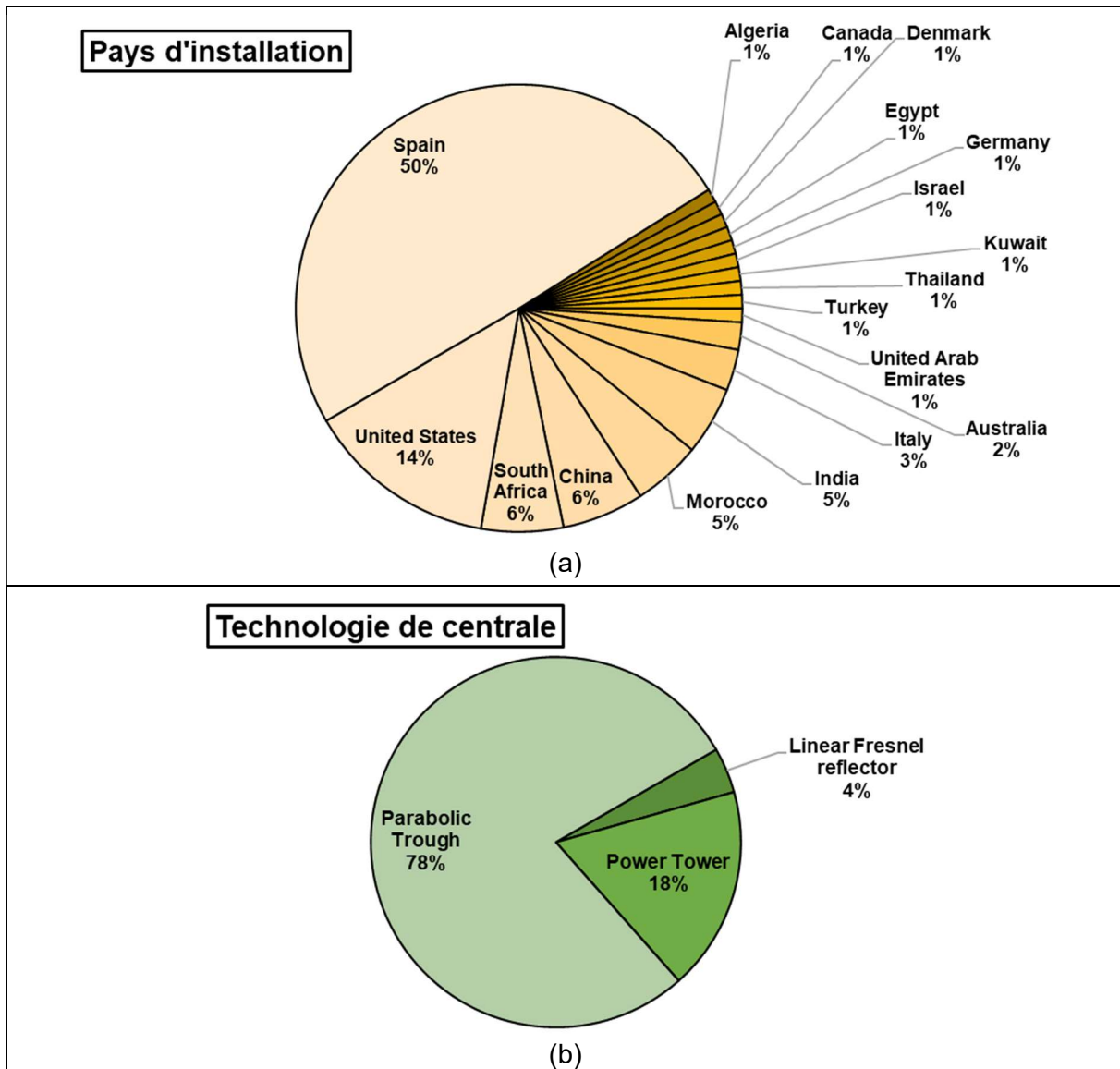


Figure 2 : pays d'installation (a) et technologies (b) des centrales solaires à concentration, par nombre de centrales, selon le NREL en 2019 [4].

Parmi les centrales en fonctionnement, environ 50 % disposent d'une solution de stockage. Les durées indiquées correspondent à des durées de pleine production variant d'une demi-heure à une quinzaine d'heures.

Selon l'agence internationale pour les énergies renouvelables (IRENA), la capacité de solaire thermique à concentration (pour la production électrique) installée dans le monde en 2018 s'élevait à 5,738 GW, pour une production de 12 010 GWh d'électricité[5].

1.2 Stockage de chaleur

La majorité de l'énergie consommée dans le monde l'est sous forme de chaleur ou comporte une étape sous cette forme dans son cycle de production ; l'intérêt de pouvoir stocker cette énergie de façon simple, efficace et économique est donc grand. Et les technologies utilisées sont nombreuses et variées. Le paragraphe qui suit se concentre sur les technologies de stockage pour les centrales solaires à concentration, donc pour des températures de fonctionnement allant de 200°C à plus de 1000°C.

1.2.1 Intérêt du stockage de chaleur pour les technologies solaires à concentration

Comme indiqué précédemment, l'énergie solaire présente le désavantage d'être intermittente, à l'échelle de la journée du fait de l'alternance jour/nuit et à l'échelle d'une année du fait de la variation saisonnière de l'ensoleillement. Elle est aussi sensible aux conditions météorologiques, susceptibles de diminuer le flux solaire disponible en cas de passage de nuage.

De ce fait, la disponibilité de la ressource solaire n'est pas pilotable et n'est donc pas directement adaptable à la demande, à l'inverse de la plupart des énergies fossiles et de l'énergie hydraulique.

Pour compenser au moins en partie ces désavantages, la chaleur produite par concentration solaire peut être stockée lorsque la ressource est disponible, voir surabondante, et déstockée en période d'augmentation de demande ou de baisse de ressource (Figure 3). La chaleur solaire présente aussi l'intérêt d'être plus facile et moins chère à stocker que l'énergie électrique d'origine photovoltaïque.

On distingue ainsi deux échelles de temps pertinentes pour le stockage : le stockage dit journalier, avec un stockage d'une durée de quelques heures pour stocker l'énergie solaire en milieu de journée et la déstocker le soir et le matin suivant, permettant ainsi une production d'électricité continue à l'échelle de la journée ; et le stockage dit inter-saisonnier stockant l'énergie en surplus l'été et la déstockant durant l'hiver.

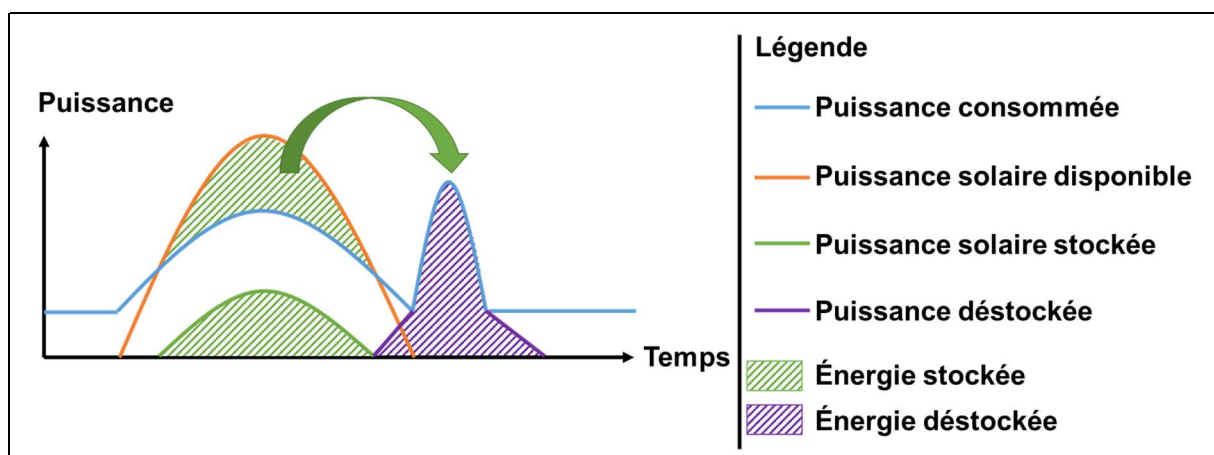


Figure 3 : schéma de principe du déphasage entre production solaire et consommation d'énergie par le stockage thermique.

Un autre intérêt du stockage de chaleur est l'amortissement des irrégularités de la ressource et de la consommation (Figure 4). En cas de baisse brutale et imprévue de la ressource, le passage d'un nuage par exemple, il est intéressant de pouvoir compenser cette baisse temporaire en utilisant de la chaleur excédentaire précédemment stockée. De la même manière, en cas d'augmentation soudaine de la consommation, le stockage de chaleur peut,

dans certains cas, apporter un complément de puissance si les procédés de conversion ont été dimensionnés de façon adéquate.

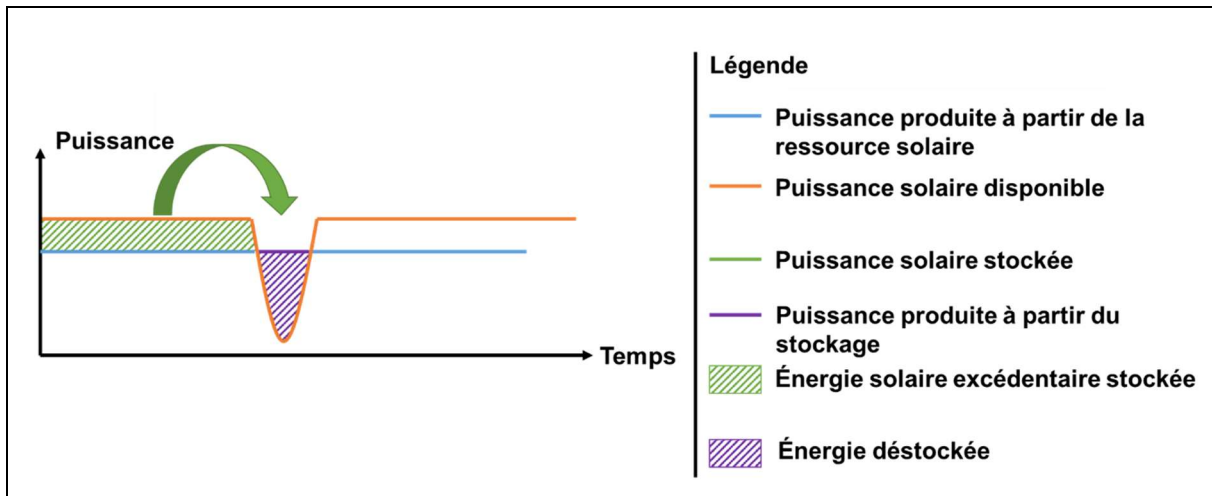


Figure 4 : schéma de principe de la compensation de la baisse ponctuelle de la ressource solaire par le stockage thermique.

1.2.2 Principes de stockage d'énergie thermique

Le stockage d'énergie sous forme thermique peut reposer sur trois principes physiques différents : le stockage de chaleur sensible, latent ou thermochimique. Ces différents moyens de stockage sont présentés dans les paragraphes ci-dessous.

1.2.2.1 Stockage d'énergie thermique par chaleur sensible

Le stockage d'énergie par chaleur sensible consiste à exploiter la variation d'énergie d'un matériau lors d'un changement de température, sans modification de sa structure cristalline ou chimique. Le déstockage a lieu lors de la diminution de la température.

L'équation (1.1) présente la formule permettant de calculer le changement d'énergie interne, assimilable à son enthalpie dans la plupart des cas, lors de la variation de température « ΔT » d'une masse « m » de matériau de capacité thermique massique « C_p ».

$\Delta h = m * C_p * \Delta T$	(1.1)
---------------------------------	-------

La Figure 5 présente le principe de fonctionnement du stockage d'énergie par chaleur sensible.

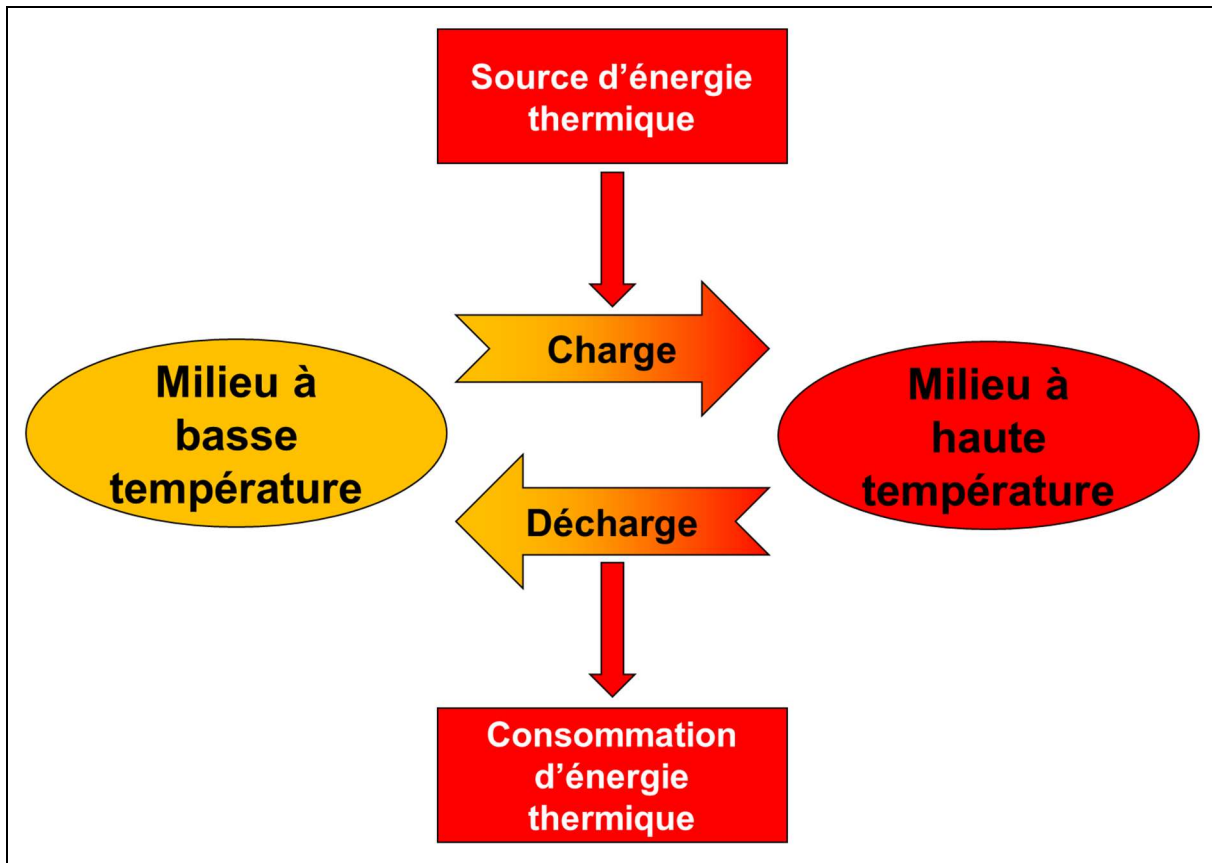


Figure 5 : schéma de principe du stockage d'énergie par chaleur sensible.

Ce type de stockage est le plus simple dans son principe et le plus largement répandu. C'est le seul utilisé à l'échelle industrielle pour les centrales solaires à concentration. On en trouve par ailleurs des applications dans l'industrie, les réseaux de chaleur urbains, ainsi que dans l'habitat où l'inertie thermique des bâtiments permet de réduire les besoins en chauffage. Son principal désavantage est sa difficulté à conserver l'énergie stockée quand la différence de température avec le milieu ambiant est élevée.

Les capacités volumiques de stockage des matériaux courants vont de quelques kWh/m³ à 0,6 MWh/m³. Ces capacités dépendent non seulement de la masse volumique et de la capacité thermique massique des matériaux, mais également de l'écart de température envisageable entre la température de charge et la température de décharge. Ceci explique qu'il existe plusieurs matériaux dont les capacités de stockage volumique sont susceptibles d'atteindre plusieurs MWh/m³ mais nécessite des différences de température très élevées.

Le tableau 1 présente les caractéristiques de stockage de matériaux de stockage de chaleur sensible envisagés ou déjà utilisés pour les centrales solaires à concentration [6].

Matériau	Température basse (°C)	Température haute (°C)	Masse volumique moyenne (kg/m ³)	Capacité thermique massique (kJ/kg.K)	Densité de stockage (kWh/m ³)
Solides					
Sable-roches-huile	200	300	1700	1,30	60
Béton renforcé	200	400	2200	0,85	100
NaCl (solide)	200	500	2160	0,85	150
Fonte	200	400	7200	0,56	160
Acier	200	700	7800	0,60	450
Brique réfractaire (silice)	200	700	1820	1,00	150
Brique réfractaire (magnésie)	200	1200	3000	1,15	600
Liquides					
Huile (minérale)	200	300	770	2,6	55
Huile (synthétique)	250	350	900	2,3	57
Huile (silicone)	300	400	900	2,1	52
Sels de nitrite	250	450	1825	1,5	152
Sels de nitrate	265	565	1870	1,6	250
Carbonates	450	850	2100	1,8	430
Sodium liquide	270	530	850	1,3	80

Tableau 1 : caractéristiques de matériaux de stockage de chaleur sensible considérés pour les centrales CSP [6].

La méthode la plus simple pour stocker de la chaleur sous forme sensible est dite « à deux réservoirs ». Le fluide de stockage est élevé jusqu'à la température haute à laquelle la chaleur doit être stockée puis conservé dans un volume dédié (Figure 6 a). Lors du déstockage, le fluide restitue sa chaleur jusqu'à atteindre la température basse et est ensuite stocké dans un second volume, physiquement séparé du premier (Figure 6 b).

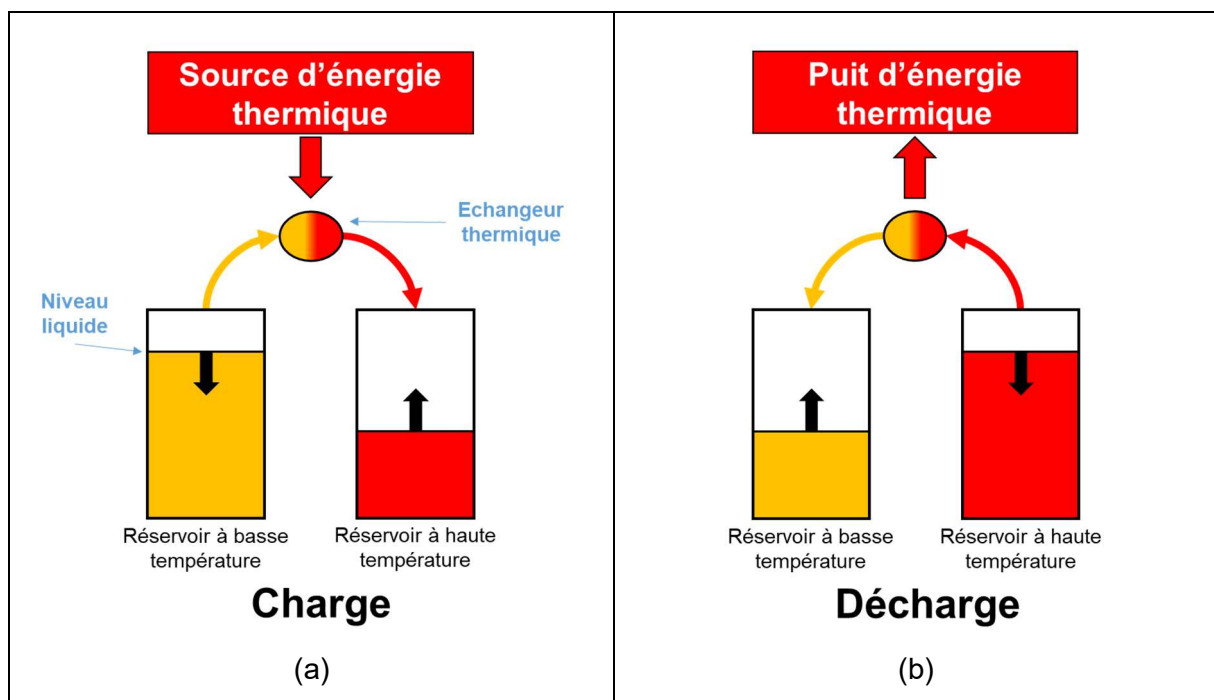


Figure 6 : schéma de principe de la charge (a) et de la décharge (b) d'un stockage de chaleur sous forme sensible à deux cuves.

Ce stockage est soit direct, c'est à dire utilise directement le fluide de travail de la source de chaleur, soit indirect, c'est à dire utilise un fluide différent pour le stockage et est connecté au circuit de collecte de la chaleur via un échangeur thermique (Figure 7).

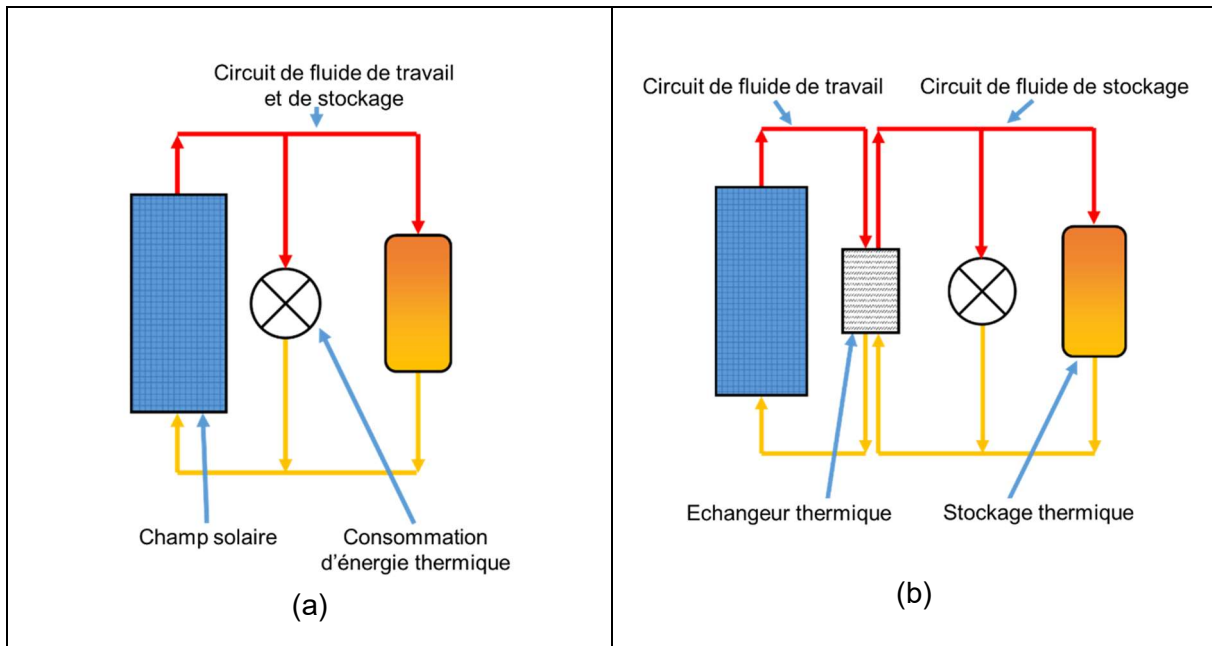


Figure 7 : schéma de principe de la connexion entre source solaire et stockage thermique direct (a) et indirect (b).

Du fait de son extrême simplicité, ce type de stockage d'énergie par chaleur sensible est le plus répandu dans les centrales solaires à concentration (Figure 8). Il a également l'avantage de présenter très peu de possibilités de dégradation de la qualité de l'énergie stockée, les seules sources de baisse de température étant les pertes à travers les parois des cuves et des circuits de fluide.

En revanche, cette technologie nécessite l'emploi de deux volumes de stockage, dont la moitié du total est en permanence vide de fluide et donc inutilisée, ce qui est une source potentielle d'optimisation.

D'après les données du NREL [4], le stockage de chaleur sensible à deux réservoirs (ou deux cuves) est présent dans au moins 40 des 50 centrales en opération comportant un stockage, soit 80 %. La figure 8 présente la répartition des centrales en opération listées par le NREL par type de stockage.

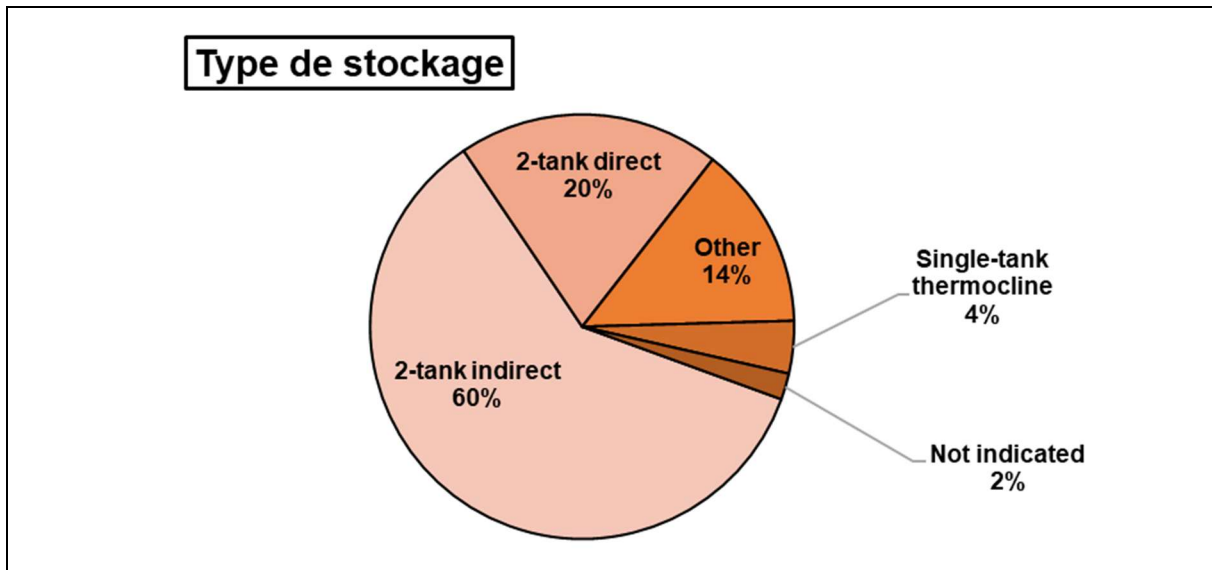


Figure 8 : répartition par technologie de stockage sensible des centrales solaires thermodynamiques en opération en 2019 selon le NREL [4].

La centrale thermodynamique Andasol-3 est un exemple d'utilisation d'un stockage de chaleur sensible indirect à deux réservoirs [7]. Cette installation à miroirs cylindro-paraboliques, d'une puissance électrique nette de 49,9 MW, est équipée d'un stockage de chaleur indirect à deux cuves contenant 28 500 t de sels fondus (60 % NaNO_3 / 40 % KNO_3). Ce stockage de 1010 MWh, correspondant à 7,5 h de production à pleine puissance, permet d'alimenter la turbine entre 20,0 % de sa puissance nominale pendant 36h et 90,2 % pendant 8,3 h.

Une seconde manière de stocker la chaleur sous forme sensible est l'accumulateur de vapeur tel que présenté sur la Figure 9 la vapeur est condensée dans un volume liquide à haute pression lors de la phase de stockage, stockage qui consiste donc à élever la température du volume d'eau de la cuve, d'où la classification de ce stockage dans la catégorie des stockages sensibles. Le déstockage est réalisé en ouvrant une vanne de décharge qui fait baisser la pression du volume liquide et évaporer l'eau à la surface libre. Avec cette technologie l'accumulateur peut restituer de la vapeur à plus de 100 bars. Cette technologie est généralement utilisée pour des décharges de courte durée (typiquement 30 min) pour gérer par exemple les fluctuations rapides d'ensoleillement.

La centrale espagnole PS10 est un exemple d'application industrielle, comptant 4 accumulateurs de vapeur à 40 bars et 245°C pour une capacité de stockage de 20MW.h [8].

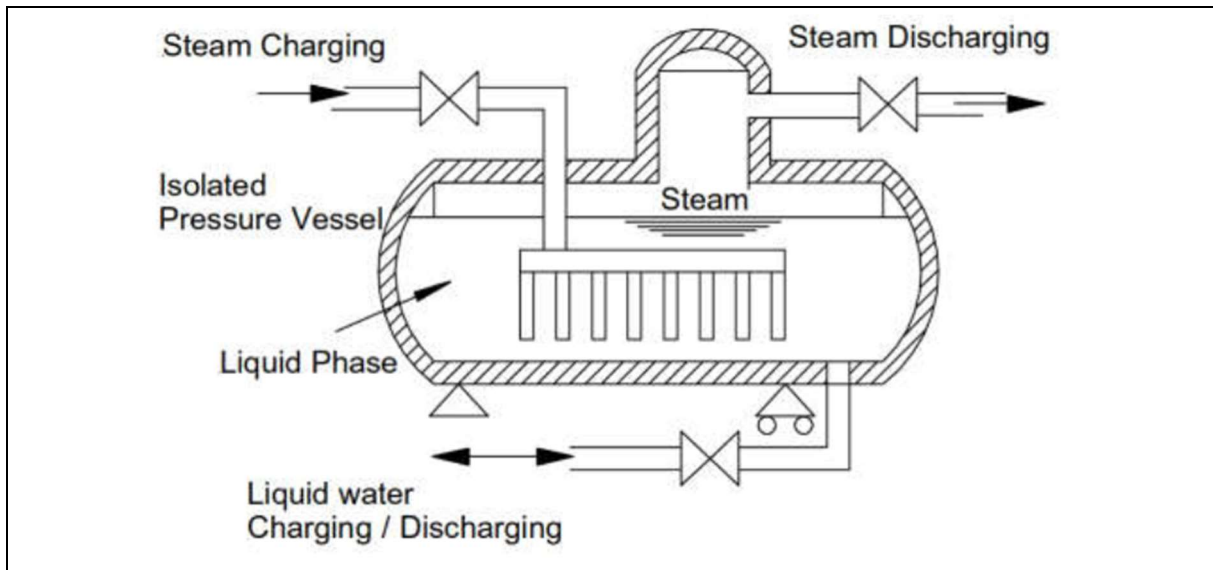


Figure 9 : principe du stockage "accumulateur de vapeur" à pression glissante [9].

Une troisième manière de stocker la chaleur sous forme sensible consiste à conserver dans le même volume le fluide de stockage non chargé et celui déjà chargé. Dans ce cas, tout le volume de stockage est occupé en permanence mais une méthode de séparation des niveaux de température doit être employée.

Dans la plupart des cas, la séparation des niveaux de température est basée sur la variation de densité des fluides avec la température ; la partie la moins dense du fluide ayant tendance à rester au-dessus de la zone la plus dense, l'hypothèse commune est qu'une distribution adéquate du fluide permet d'obtenir et de conserver une stratification naturelle de la température dans le stockage. La zone occupée par le gradient thermique entre les zones de haute et basse température est souvent appelée « thermocline ».

La Figure 10 illustre ce principe.

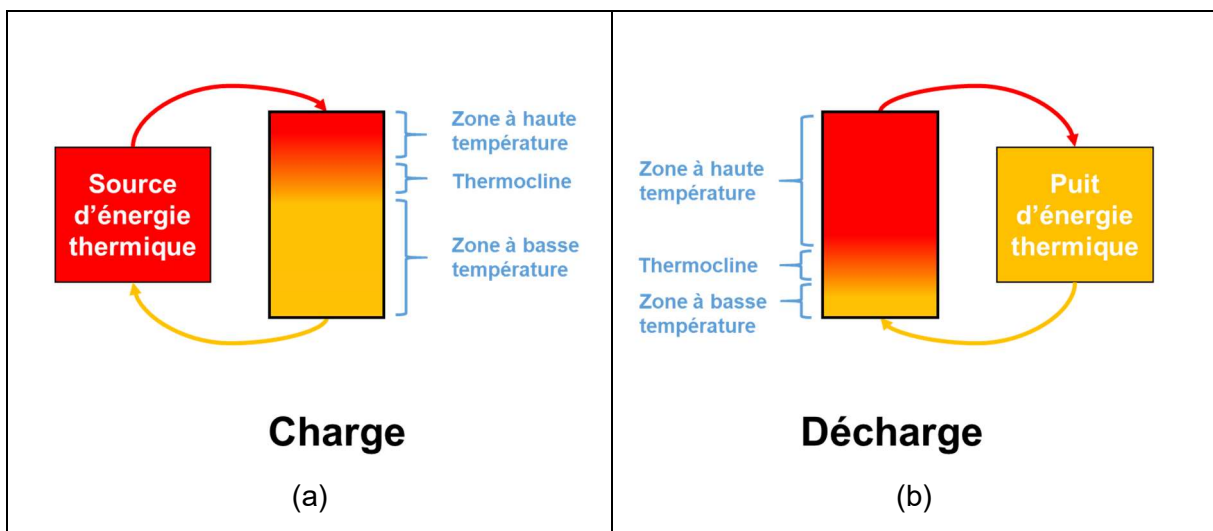


Figure 10 : schéma de principe de la charge et la décharge d'un stockage de chaleur sensible à thermocline.

Ce type de stockage est très peu déployé à l'échelle industrielle pour les technologies à haute température telles les centrales solaires thermodynamiques à concentration. Son application principale est le stockage d'eau chauffée à basse température, soit dans le cadre de la production d'eau chaude sanitaire, soit dans le cadre du stockage de chaleur inter-saisonnier pour les réseaux de chaleur urbains.

Un exemple de réalisation industrielle est le réservoir d'eau de la centrale solaire de production de chaleur urbaine de Dronninglund (Danemark) [10]. Ce réservoir « en fosse » (creusé dans le sol) d'une contenance de 60000 m³ permet de stocker 5400 MWh entre 12 et 89°C.

1.2.2.2 Stockage d'énergie thermique par chaleur latente

Le stockage d'énergie thermique par chaleur latente utilise l'énergie de changement de phase d'un matériau ou d'un mélange de matériaux, en général entre l'état solide et l'état liquide mais également entre deux structures cristallographiques d'un matériau solide. Le déstockage a lieu lors du changement de phase inverse, d'un état moins ordonné à un état plus ordonné.

L'utilisation d'une transformation entre une phase gazeuse et une phase plus ordonnée est théoriquement possible mais n'est en pratique pas utilisée du fait des difficultés de gestion de la pression et du volume des gaz.

L'équation (1.2) présente la formule permettant de calculer le changement d'énergie interne, assimilable à son enthalpie dans la plupart des cas, lors du changement de phase d'une masse « m » de matériau d'enthalpie massique de changement d'état (ou chaleur latente) « L ».

$\Delta h = m * L$	(1.2)
--------------------	-------

La Figure 11 présente le principe de fonctionnement du stockage d'énergie par chaleur latente.

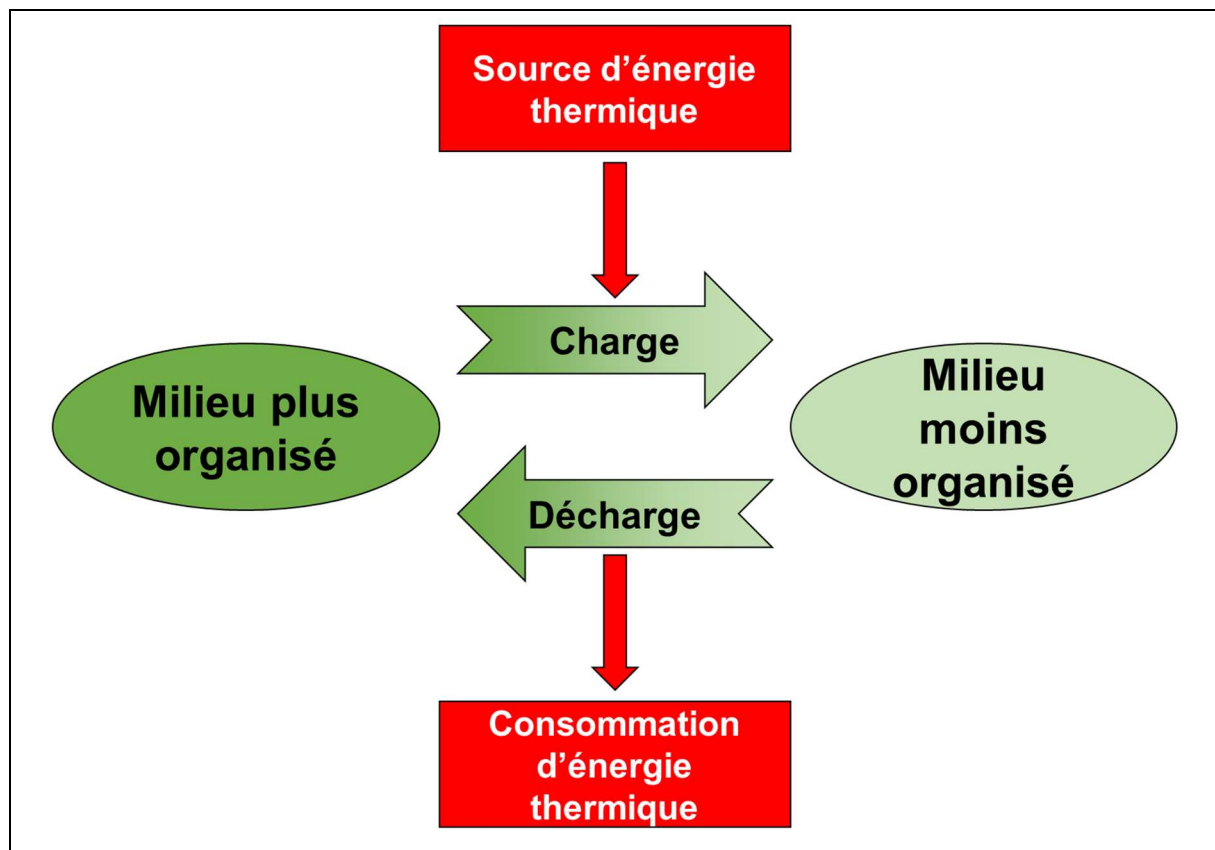


Figure 11 : principe du stockage d'énergie par chaleur latente.

Ce type de stockage présente l'avantage d'avoir une assez forte densité énergétique par rapport au stockage par chaleur sensible. De plus, pour les matériaux purs, le changement de phase s'effectue à température constante, ce qui assure une qualité théorique constante de l'énergie.

En revanche, les matériaux utilisés peuvent présenter des problèmes de vieillissement, ce qui diminue la capacité de stockage avec le temps, et ont généralement des conductivités thermiques faibles qui gênent le transfert thermique à l'intérieur du matériau, ce qui diminue l'efficacité du procédé et nécessite l'ajout de dispositifs d'amélioration de l'échange thermique.

Il est à noter que, dans la plupart des cas, une part plus ou moins importante de l'énergie stockée l'est sous forme sensible.

Les matériaux utilisés couramment pour ces stockages ont des capacités de stockage de l'ordre de 100 à 120 kWh/m³, par exemple 109 kWh/m³ pour le nitrate de sodium (NaNO₃). Le tableau 2 présente les caractéristiques de divers matériaux à changement de phase utilisés ou envisagés pour le stockage d'énergie [11], [12], [13], [14]. La densité de stockage annoncée est théorique et calculée à partir des caractéristiques physiques disponibles sans tenir compte d'un rendement ou d'une éventuelle composante sensible. En particulier, la masse volumique n'est pas toujours connue à la température de changement de phase.

Matériau	Température de changement de phase solide-liquide (°C)	Chaleur latente massique (kJ/kg)	Masse volumique (kg/m ³)	Densité de stockage potentielle (kWh/m ³)
Solution eutectique H₂O - sel (HCl 24,8 % en masse)	-86	73,77 (kJ/mol)	-	-
Solution eutectique H₂O - sel (NaCl 22,4 % en masse)	-21,2	222	1165 (liquide) 1108 (solide)	68,33 (solide)
Triéthylène glycol (C₆H₁₄O₄)	-7	247	1200 (liquide)	82,33
Eau	0	333	998 (liquide)	92,32
n-Hexadecane (C₁₆H₃₄)	18	210	760 (liquide)	44,33
n-Octadecane (C₁₈H₃₈)	27,7	243,5	865 (solide)	58,51
Erythritol	118	339,8	1300 (liquide à 140°C)	122,71
68,3 % (KNO₃)- 31,7 % (LiNO₃)	135	136	1,78 (solide à 25°C)	67,24
NaNO₃	306	172	2260 (solide à 25°C)	107,98
	308	174	2260 (solide à 25°C)	109,23
	310	172	2260 (solide à 25°C)	107,98
KNO₃	N51 335	88	-	-
	N52 335	95	2110 (solide à 25°C)	55,68
	N53 336	116	2110 (solide à 25°C)	67,99
SolarSalt© ? 55,8 % (NaNO₃)- 44,2 % (KNO₃)	220	108,67	1800 (solide à 25°C)	54,34
NaOH	318	165	2100 (solide à 25°C)	96,25
	320	159	1785 (solide à 25°C)	78,83
Zn (>99,9 % pur)	419	112	7140 (solide à 25°C)	222
NaCl	802	520	2160 (solide à 25°C)	312

Tableau 2 : caractéristiques de matériaux à changement de phase solide-liquide utilisés ou envisagés pour le stockage d'énergie. D'après [11], [12], [13], [14].

Le stockage d'énergie par chaleur latente est inexistant à l'échelle industrielle pour les centrales solaires à concentration. Toutefois, parmi les installations expérimentales existantes, certaines sont de tailles relativement élevées.

Par exemple, l'installation LHASA du CEA-Grenoble permet d'étudier des modules de stockage de vapeur d'eau par matériau à changement de phase. La vapeur d'eau circule dans

un échangeur de chaleur contenant 6350 kg de NaNO_3 solide [15] auquel elle cède sa chaleur qui est stockée par la liquéfaction du matériau à changement de phase, ce qui provoque sa condensation. La vapeur d'eau peut être récupérée par la décharge du stockage en faisant évaporer de l'eau liquide à l'aide de l'énergie latente du NaNO_3 se solidifiant. L'énergie stockable dans l'installation est de l'ordre de 300 kWh pour une puissance de 45 kW et des températures de fonctionnement entre 250 et 350°C [16].

1.2.2.3 Stockage d'énergie thermique par thermochimie

Le stockage d'énergie thermique par thermochimie est basé sur l'exploitation de l'énergie contenue dans différents types de liaisons chimiques pouvant s'établir entre des espèces chimiques. Le stockage se fait par la réaction endothermique de séparation de deux espèces chimiques, dont la recombinaison exothermique permettra la décharge de l'énergie thermique.

L'équation (1.3) présente la formule permettant de calculer l'énergie stockée ou déstockée pendant la réaction d'une masse « m » de composé chimique « AB » dont la dissociation en deux espèces « A » et « B » consomme une enthalpie de réaction massique « h_r ».

$\Delta h_{AB \rightarrow A+B} = h_r * m$	(1.3)
---	-------

La Figure 12 présente le principe de fonctionnement du stockage d'énergie par thermochimie.

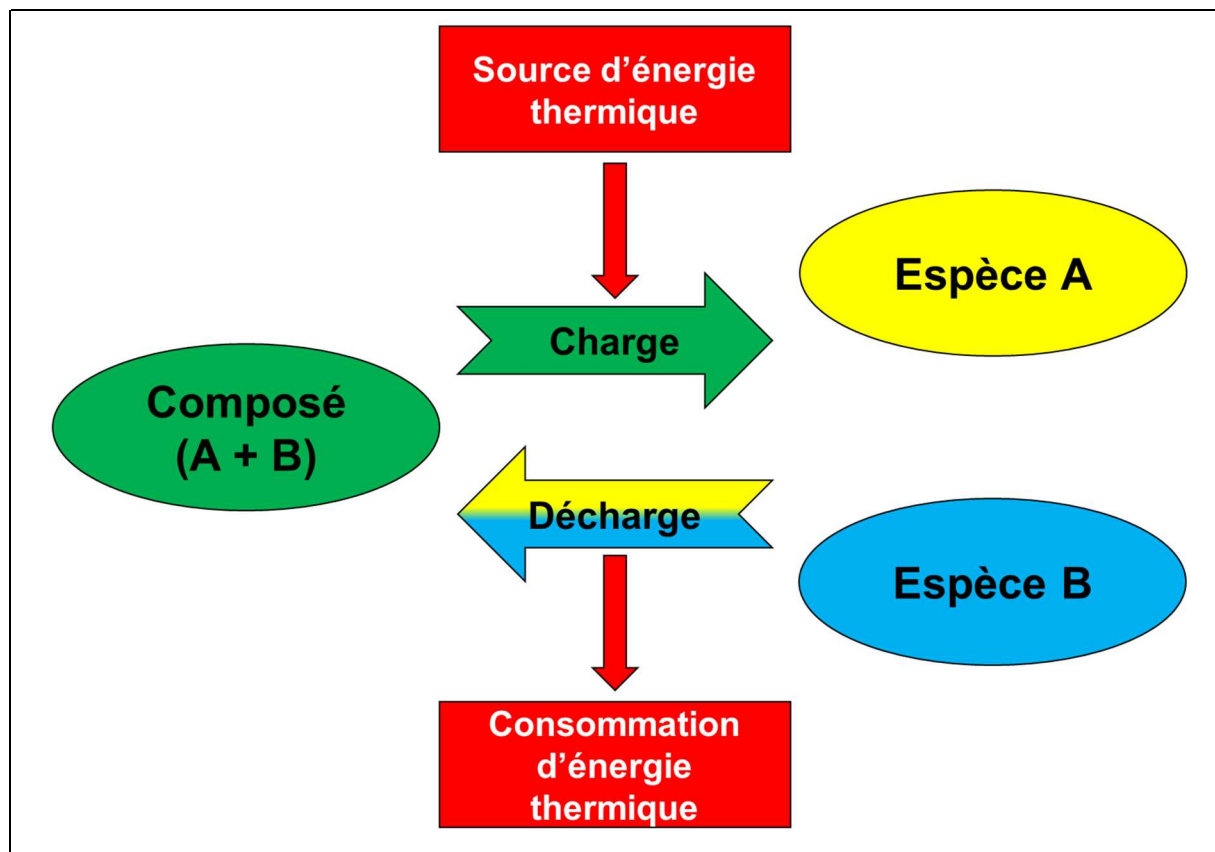


Figure 12 : principe du stockage d'énergie par thermochimie.

Par rapport aux deux autres principes de stockage de chaleur, le stockage de chaleur thermochimique présente la particularité d'avoir un temps caractéristique de stockage potentiellement infini. Une fois les espèces chimiques séparées et isolées les unes des autres, la chaleur stockée peut le rester potentiellement indéfiniment, tant que les espèces ne sont pas de nouveau mises en présence. Dans les deux autres types de stockage, l'énergie a

naturellement tendance à se dissiper sous forme de pertes par échange avec l'environnement. De plus, cette caractéristique fait que l'énergie stockée possède la capacité d'être transportée de façon simple et potentiellement sans pertes.

Bien que le terme de « stockage thermochimique » soit communément utilisé, les installations utilisées sont en réalité des « réacteurs chimiques » et non des « stockages » au sens où ce terme est employé pour les deux autres types de stockage de chaleur. L'énergie n'est en effet pas, dans le cas de la thermochimie, stockée dans la cuve qui sert à faire les réactions mais en dehors sous forme de produits chimiques.

Ce type de stockage peut atteindre des capacités théoriques de l'ordre de 500 kWh/m³. Le Tableau 3 récapitule les caractéristiques des réactions chimiques réversibles étudiées pour le stockage thermochimique [17].

Réaction	Phases	Température charge décharge (°C)	Enthalpie de réaction (kJ/mol)	Densité de stockage (kWh/m ³)
Hydrures				
$MgH_2 \leftrightarrow Mg + H_2$	Solide - Gaz	380 230	75	580
Carbonates				
$PbCO_3 \leftrightarrow PbO + CO_2$	Solide - Gaz	450 300	88	303
$CaCO_3 \leftrightarrow CaO + CO_2$	Solide - Gaz	860 880	178	692
Hydroxydes				
$Mg(OH)_2 \leftrightarrow MgO + H_2O$	Solide - Gaz	150 100	81	388
$Ca(OH)_2 \leftrightarrow CaO + H_2O$	Solide - Gaz	450 25 à 400	104	437
Ammonium				
$NH_4HSO_4 \leftrightarrow NH_3 + H_2O + SO_3$	Liquide - Gaz	927 427	336	860
$2NH_3 \leftrightarrow N_2 + 2H_2$	Gaz	450 (9 à 150 bar) 450 (10 à 300 bar)	66,9 (charge) 53 (décharge)	745
Réduction - Oxydation				
$2Co_3O_4 \leftrightarrow 6CoO + O_2$	Solide - Gaz	870 à 900	205	295
$2BaO_2 \leftrightarrow 2BaO + O_2$	Solide - Gaz	690 à 780	77	328
Organique				
$CH_4 + H_2O \leftrightarrow 3H_2 + CO$	Gaz	950 530	250	7,8
$CH_4 + CO_2 \leftrightarrow 2H_2 + 2CO$	Gaz	950 530	247	7,7
$C_6H_{12} \leftrightarrow C_6H_6 + 3H_2$	Liquide - Gaz	317 397	206,7	530
SO3				
$2SO_3 \leftrightarrow 2SO_2 + O_2$	Liquide Gaz	– 800 à 1000 500 à 600	98	646

Tableau 3 : caractéristiques des réactions thermochimiques réversibles étudiées pour le stockage de chaleur [17]. (Densité de stockage en énergie par volume d'espace non-dissociée).

Il n'existe pas d'installation de stockage par thermochimie à l'échelle industrielle. En revanche, le banc expérimental COCHYSE, installé au CEA-LITEN à Grenoble est un exemple de preuve de concept en cours d'étude [18]. Cette installation utilise la réaction de la chaux et de l'eau ($CaCO_3 \leftrightarrow CaO + CO_2$) et est construite autour d'un réacteur cylindrique de 780 mm de haut

et 108 mm de diamètre pour une puissance maximale de charge théorique de 20 kW et de décharge de 4 kW.

1.3 Stockage de chaleur sensible mono-cuve dual-media

Les trois principes de stockage présentés précédemment ne sont pas équivalents en termes de potentiel et de maturité des applications technologiques, tel que présenté au Tableau 4.

	Chaleur sensible	Chaleur latente	Thermochimie
Densité énergétique	Faible	Elevée	Potentiellement très élevée
Exemples de matériaux pour le CSP	Huiles, Sels fondus (KNO ₃ , KNO ₂ , NaNO ₃ ...), Béton, Roches, ...	Sels fondus (KNO ₃ , KNO ₂ , NaNO ₃ ...)	(Chaux + Eau),
Durée de stockage	Quelques minutes à quelques heures	Quelques minutes à quelques heures	Potentiellement infinie
Maturité technologique	Déploiement industriel	Prototypes	Preuves de concept

Tableau 4 : comparaison des principes de stockage thermique.

L'étude des technologies de stockages présentées montre que le stockage sensible est le seul suffisamment mature pour être utilisé à court terme sur une centrale solaire. Par ailleurs, pour des raisons économiques, il s'avère pertinent de considérer un stockage à une seule cuve (thermocline) pour son gain de compacité évident et d'utiliser un stockage direct (au sens de la Figure 7) pour éviter le coût d'investissement et le rendement d'un échangeur thermique. Néanmoins cette option nécessite d'utiliser le fluide caloporteur de la centrale solaire comme fluide de stockage. Or ce fluide est souvent une huile thermique au coût élevée, généralement inflammable et toxique pour l'environnement.

Une technologie alternative, objet de cette thèse, consiste à stocker la chaleur non plus dans le fluide caloporteur mais dans un milieu solide poreux. La charge est réalisée en faisant circuler le fluide caloporteur à haute température à travers le milieu poreux dans lequel la chaleur sera stockée par échange thermique, le fluide quittant le réservoir à basse température. La décharge est réalisée en injectant en sens inverse du fluide froid qui récupèrera la chaleur avant de quitter le réservoir à haute température. Ce procédé permet de limiter fortement la quantité d'huile dans la cuve de stockage.

La Figure 13 présente le principe de ce type de stockage.

Le terme « dual-media » utilisé pour décrire ce stockage fait référence au fluide et au solide poreux.

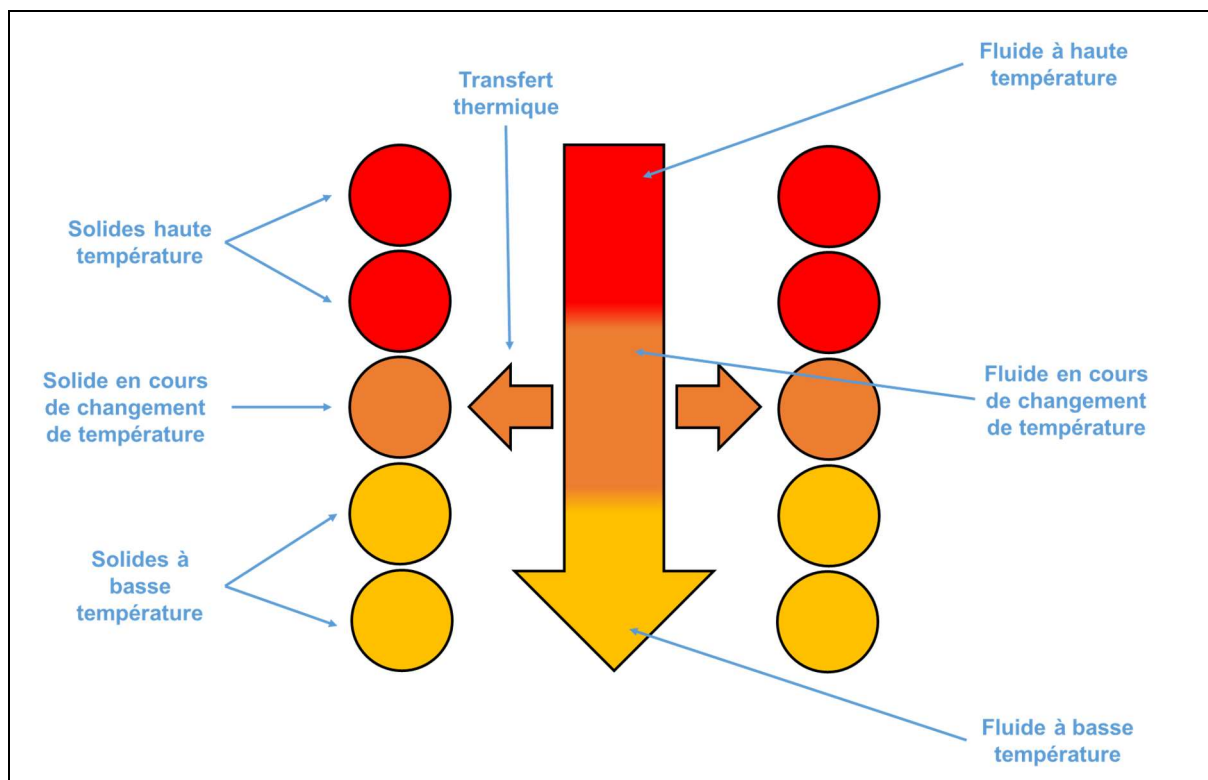


Figure 13 : principe du stockage de chaleur sensible dual-média en charge.

Comme pour le stockage à thermocline classique, le réservoir comporte une zone à haute température et une zone à basse température, toutes deux approximativement isothermes et séparées par une zone de gradient thermique. La présence de cette transition thermique explique l'utilisation du terme « thermocline dual-média », qui est en fait peu adapté, « régénérateur dual-média » étant plus juste.

Du fait du stockage et du déstockage par échange thermique entre les phases, il existe un « retard » thermique, impliquant un décalage temporel, et donc spatial entre le gradient thermique dans le fluide et le celui dans le solide poreux.

Dans ce cas, le comportement thermohydraulique est dirigé, non plus par la stratification naturelle des fluides chaud et froid comme pour une thermocline classique, mais par les échanges entre le fluide et les solides.

1.3.1 Installations existantes

Ce type stockage est très peu utilisé dans l'industrie et assez peu dans la littérature scientifique comparé à d'autres types de stockages. Des installations existent toutefois et plusieurs sont présentées dans les paragraphes ci-dessous.

L'installation expérimentale construite à l'université de Cagliari et étudiée par Cascetta et al. [19] est un stockage de chaleur sensible dual-media, utilisant l'air comme fluide de transfert et un milieu poreux de billes d'alumine. Le volume de stockage cylindrique de 1,8 m de hauteur et 0,58 m de diamètre est alimenté en air avec une puissance de 70 kW. Les températures citées pour un cas de test sont 51°C et 192°C. Deux distributeurs sont installés en haut et en bas du milieu poreux pour répartir uniformément l'air.

MicroSol-R est une centrale solaire de recherche à miroirs cylindro-paraboliques du CNRS-PROMES, équipée d'un système de stockage thermique sensible dual-media. Ce système de stockage utilise une huile thermique et divers milieux poreux (alumine, Cofalit® et cendres

volantes frittées en briques). Le dimensionnement a été fait pour un fonctionnement entre 220°C et 300°C pour une capacité de stockage de 250 kWh environ. Le fluide est injecté et collecté en entrée et sortie du milieu poreux via des volumes libres. Ces volumes libres sont occupés par des dispositifs homogénéisant, constitués de plaques perforées dans lesquelles passent des tubes parallèles. La thèse de Fasquelle [20] est l'occasion du développement d'un modèle numérique **1D** pour représenter le comportement thermohydraulique du système de stockage.

Le CEA-LITEN a construit et étudié un stockage de chaleur sensible dual-media nommé STONE dont le milieu poreux a la particularité d'avoir une double granulométrie ce qui permet de réduire la fraction volumique de l'huile thermique utilisée comme fluide. Le réservoir cylindrique de 3 m de haut pour 1 m de diamètre est alimenté en fluide dans des fonds bombés sans milieu poreux en haut et en bas. Dans les études sur cette installation, le comportement thermohydraulique est considéré comme **monodimensionnel** [21], ce qui est confirmé par une étude numérique en 3D [22].

L'installation TESIS:store du DLR comprend une cuve verticale cylindrique de 22m³ et utilise des sels fondus en tant que fluide de transfert [23]. Le milieu poreux donné en exemple est constitué de basalte. Les températures de fonctionnement données sont 150 et 560 °C.

Le seul exemple connu de stockage thermique dual-media de grande taille en fonctionnement est celui de la centrale solaire thermodynamique pilote Airlight Energy à Aït-Baha [24]. Ce système de stockage de 100 kWh thermique utilise l'air comme fluide caloporteur et un milieu poreux tronconique constitué de gravier et fonctionne entre 270 et 570°C. Le fluide est injecté et collecté au-dessus du réservoir via un piquage axial dans un volume libre, sans doute avec une plaque déflectrice. En bas du milieu poreux, un volume libre de distribution est délimité par une grille métallique. Un modèle numérique en 2D-axisymétrique est développé pour en représenter le fonctionnement [25].

Une autre installation de taille industrielle est célèbre dans la littérature mais n'est plus en fonctionnement ; la centrale Solar One Pilot Plant, construite aux USA en 1981 [26] était équipée d'un stockage de chaleur sensible dual-media utilisant une huile thermique et un milieu poreux de sable et de gravier. Ce stockage a fonctionné avec succès jusqu'en 1986 lorsqu'un accident a conduit à son arrêt définitif [27].

1.3.2 Etudes numériques existantes

La littérature scientifique comporte plusieurs exemples de modèles physiques, utilisés pour l'étude numérique de l'écoulement de fluides dans des milieux poreux avec prise en compte de la thermodynamique.

Parmi les modèles physiques utilisés dans la littérature pour l'étude numérique du stockage de chaleur sensible dual-media, plusieurs sont rassemblés pour constituer un corpus que l'on considère comme représentatif de l'état de l'art scientifique. Plusieurs articles de revue sont également considérés.

Les articles en question sont datés de 1973 pour le plus ancien à 2017 pour le plus récent.

Les conditions de températures s'étendent d'environ 50°C à 650°C, ce qui correspond aux températures communément rencontrées dans les technologies solaires à concentration déployées à l'échelle industrielle.

Les fluides employés dans ces études sont dans la moitié des cas de l'air (gaz) et dans l'autre moitié des liquides, presque toujours des sels fondus de nitrate de sodium, nitrite de sodium

ou nitrate de potassium (HITEC© par exemple). Il existe également un exemple d'utilisation de l'huile thermique Therminol 66©. Les écoulements sont souvent considérés comme monodimensionnels et, même dans le cas contraire, la distribution du fluide est presque toujours parfaitement uniforme perpendiculairement à l'axe de l'écoulement.

Les milieux poreux sont pour la plupart granulaires, constitués de divers matériaux tel que le verre, l'alumine, les roches de type quartzite, les céramiques ou encore le mâchefer. On trouve un exemple de mousse d'alumine et un autre de matériau à changement de phase encapsulé dans des sphères de matériau céramique. Les solides sont très souvent considérés comme sphériques et les tailles caractéristiques vont de 3 mm environ à 5 cm. Les particules sont généralement considérées comme ayant le même diamètre, le milieu poreux a alors une mono-granulométrie.

Les géométries modélisées numériquement pour l'application des modèles sont presque systématiquement des cylindres verticaux, de tailles caractéristiques variant de 50 cm par 50 cm jusqu'à 36 m par 12 m. La plupart des modèles sont multidimensionnels, généralement en 2D-axisymétriques, mais la majorité considère un écoulement monodimensionnel ou au moins une distribution uniforme sur toute la section de passage.

Dans toutes ces études numériques, le problème consiste à résoudre les équations dites de Navier-Stokes, appliquées à un milieu poreux (équations (1.1) à (1.4)). Une autre équation de conservation de l'énergie peut éventuellement être ajoutée au système pour représenter le comportement thermique de la paroi et ses échanges thermiques avec les phases du milieu poreux (équation (1.5)).

$\frac{\partial(\varepsilon_{tot} * \rho_f)}{\partial t} + \nabla \cdot (\varepsilon_{tot} * \rho_f * \mathbf{u}) = 0$	(1.1)
$\frac{\partial(\varepsilon_{tot} * \rho_f * \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\varepsilon_{tot} * \rho_f * \mathbf{u} * \mathbf{u})$ $= -\varepsilon_{tot} * \nabla P + \varepsilon_{tot} * \rho_f * \mathbf{g} + (A * \mu_f * \mathbf{u} + B * \frac{1}{2} * \rho_f * \mathbf{u} * \mathbf{u})$	(1.2)
$\frac{\partial(\varepsilon_{tot} * \rho * h_m)_f}{\partial t} + \nabla \cdot (\varepsilon_{tot} * \rho * \mathbf{u} * h_m)_f = \nabla \cdot (\Lambda_f * \nabla * T_f) + (k * a)_{f,s} * (T_s - T_f)$	(1.3)
$\frac{\partial(V/V_{tot} * \rho * h_m)_s}{\partial t} = \nabla \cdot (\Lambda_s * \nabla * T_s) + (k * a)_{f,s} * (T_f - T_s)$	(1.4)
$\frac{\partial(\rho * h_m)_{par}}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda_p * \nabla * T_{par}) + (k * a)_{f,par} * (T_f - T_{par}) + (k * a)_{s,par} * (T_s - T_{par}) + k_{pth} * (T_{ext} - T_{par})$	(1.5)

Les équations sont représentées ici sous leur forme vectorielle et peuvent donc être appliquées à toutes les configurations dimensionnelles, en générale 2D-axisymétriques ou 3D même s'il existe au moins un exemple de résolution en 1D [28].

La particularité de cette forme des équations de la thermodynamique est que les différents termes sont pondérés par les fractions volumiques des phases qu'ils représentent : « ε_{tot} » et « V/V_{tot} ». Le milieu poreux granulaire étant considéré comme une seule phase, c'est sa porosité totale (ou globale) qui est considérée. Cette porosité peut être variable dans l'espace pour représenter d'éventuelles inhomogénéités dans le lit poreux. Les échanges thermiques

entre phases sont représentés par des termes puits ou sources qui couplent entre elles les équations de conservation de l'énergie (équations (1.3) à (1.5)).

Plusieurs publications sont d'un grand intérêt dans le cadre de l'étude :

Le modèle de Yang et Garimella.[29] est un bon exemple de l'application des équations classiques de Navier-Stokes à un stockage de chaleur sensible dual-media, avec une équation de conservation de la chaleur pour le fluide et une pour le solide poreux, reliées entre elles par des termes source et puit basés sur une corrélation empirique.

Une comparaison du comportement d'un stockage de chaleur sensible mono-medium et son équivalent dual-media est effectuée par Mira-Hernandez et al. [30].

Comme évoqué plus haut, Cascetta et al. [19], [31] étudient un stockage de chaleur sensible dual-media utilisant de l'air et des billes d'alumine. Une variabilité radiale de la porosité est considérée ainsi que l'influence de la paroi. Le modèle 2D-axisymétrique proposé est validé expérimentalement dans le cas de cycles de charges et de décharges avec prise en compte d'une variation radiale de porosité, de la dispersion thermique et de la conduction solide mais avec des conditions aux limites de vitesse supposées uniformes radialement.

Le modèle proposé par la thèse d'Esence [28] est monodimensionnel mais a été adapté pour pouvoir tenir compte d'une double granulométrie du milieu poreux, en particulier avec l'installation STONE. Ce modèle a permis d'étudier l'influence de la vitesse du fluide, de la température et des modes de fonctionnement sur le comportement de l'installation.

Dans une étude numérique de 2015, Wang et al. [32] étudient l'influence de la distribution du fluide sur les performances d'un stockage de chaleur dual-media. Le fluide utilisé est un mélange de sels fondus, distribué dans un milieu poreux granulaire constitué de roches de quartzite. Cette étude est notable car, dans des conditions proches de celles de cette thèse, elle conclut qu'une distribution en jet axiale donne de meilleures performances qu'une distribution parfaitement uniforme, ce qui est l'inverse de l'hypothèse habituelle. Il s'agit de la seule étude numérique multidimensionnelle de la question.

1.3.3 Implications pour le sujet d'étude

L'étude de la littérature montre un manque d'informations concernant l'influence de la distribution de fluide sur le comportement et les performances des stockages de chaleur mono-cuve dual-media.

Dans la majorité des cas, cette problématique n'est pas traitée, le débit de fluide étant supposé monodimensionnel ou uniformément distribué. La distribution uniforme est presque toujours supposée idéale, malgré l'étude contradictoire de Wang et al.[32].

Dans beaucoup de cas il n'est pas fait de distinction entre l'entrée et la sortie du fluide, les étant regroupés sous le terme « distribution ». La question de la sortie du fluide est bien moins souvent traitée que celle de l'entrée. Par convention, dans la suite de ce document, la distribution d'un fluide entrant dans un stockage sera désignée par le terme « injection » ; la distribution d'un fluide sortant sera désignée par le terme « collecte ». Le terme distribution pourra faire référence aussi bien à l'entrée qu'à la sortie du fluide.

Parmi les modèles relevés certains sont monodimensionnels, souvent multidimensionnels mais adaptés à des écoulements pseudo-monodimensionnels. Beaucoup de modèles sont aussi développés pour des applications utilisant un fluide gazeux et dont les problématiques peuvent être assez différentes du cas étudié ici du fait des gammes de température et de vitesse considérées. Dans tous les cas aucun modèle n'a été trouvé qui permettrait à la fois

une étude multidimensionnelle de l'écoulement et une prise en compte satisfaisante de la double-granulométrie du milieu poreux considéré dans cette thèse. Le modèle le plus pertinent d'un point de vu physique est celui développé dans la thèse d'Esence [28], mais son développement impose une étude pseudo-monodimensionnelle.

En conclusion, il est pertinent de développer un modèle de résolution numérique multidimensionnel, adapté à l'étude de l'injection et de la collecte des fluides dans un milieu poreux à double granulométrie, basé sur les modèles monodimensionnels ou à mono-granulométrie existants.

Dans un premier temps, une campagne d'essai sur l'installation STONE permettra d'étudier le problème expérimentalement à petite échelle. Ces essais permettront également de générer des données utilisables pour valider le modèle physique et numérique développé spécifiquement pour ce problème. Divers paramètres physiques seront testés sur ce modèle pour identifier ceux influençant spécifiquement la distribution des fluides.

Ce modèle, une fois validé, pourra être utilisé pour étudier à l'échelle industrielle l'influence de l'injection et de la collecte des fluides sur le stockage d'énergie thermique sensible dans un milieu poreux à double granulométrie.

Chapitre 2 : Etude expérimentale

Comme indiqué dans le premier chapitre, l'utilisation de l'installation expérimentale STONE est adaptée à l'observation du comportement d'un stockage thermique sensible mono-cuve et dual-media.

En plus d'apporter les premières réponses sur l'influence de la distribution des fluides sur les performances du stockage et d'orienter l'étude numérique du sujet, les données expérimentales obtenues doivent également servir à la validation du modèle numérique développé.

2.1 Présentation de la boucle STONE

2.1.1 Généralités

L'installation expérimentale STONE (Figure 14), construite sur le site du Commissariat à l'Energie Atomique et aux Energies Alternatives (CEA) de Grenoble (France), est conçue pour l'étude du stockage de chaleur sensible par régénérateur dual-média. Elle sert de cas de référence pour cette étude.



Figure 14 : photographies de la cuve de STONE sans calorifuge.

L'installation STONE comporte un réservoir de stockage thermique contenant un milieu poreux constitué de gravier de quartzite et de sable de silice. Le réservoir est connecté à un circuit de charge utilisant une chaudière électrique et à un circuit de décharge utilisant des

aéroréfrigérants (Figure 15). Le fluide caloporteur remplissant l'ensemble du dispositif est la Therminol 66©, une huile thermique commerciale couramment utilisée en tant que fluide de transfert thermique.

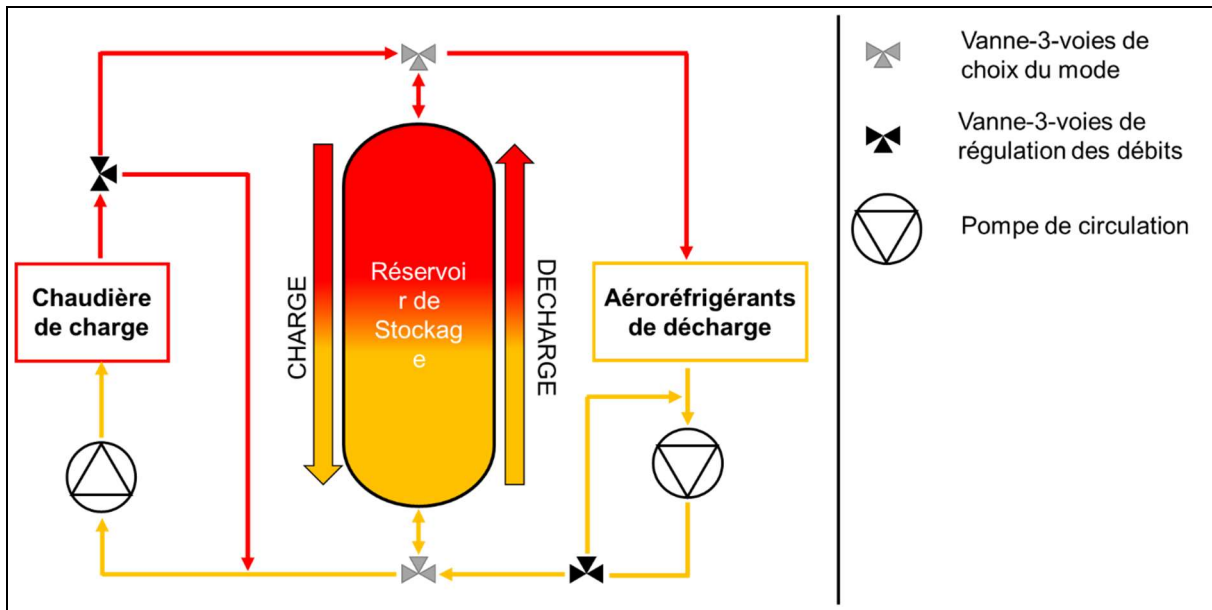


Figure 15 : schéma de principe de l'installation STONE (d'après Bruch et al. 2014).

La cuve de stockage est composée d'une partie cylindrique verticale, contenant le milieu poreux, elle-même composée de quatre viroles (Figure 16a). L'extrémité inférieure de chaque virole est fermée par une grille empêchant le déplacement du milieu poreux. Une fine couche de fluide libre a été laissée au sommet de chaque virole lors du remplissage avec pour objectif d'uniformiser le débit de fluide (Figure 16b).

La partie cylindrique de la cuve est fermée à ses deux extrémités par des fonds bombés à grand rayon de carre (GRC), allongés par de courtes sections cylindriques, l'ensemble étant entièrement noyé par le fluide caloporteur, sans aucun milieu poreux. Ces fonds bombés assurent le raccordement au reste du circuit de fluide par des piquages décrits en détail plus loin. L'entrée et la sortie de fluide chaud ont lieu dans le fond bombé supérieur et l'entrée et la sortie de fluide froid dans le fond bombé inférieur.

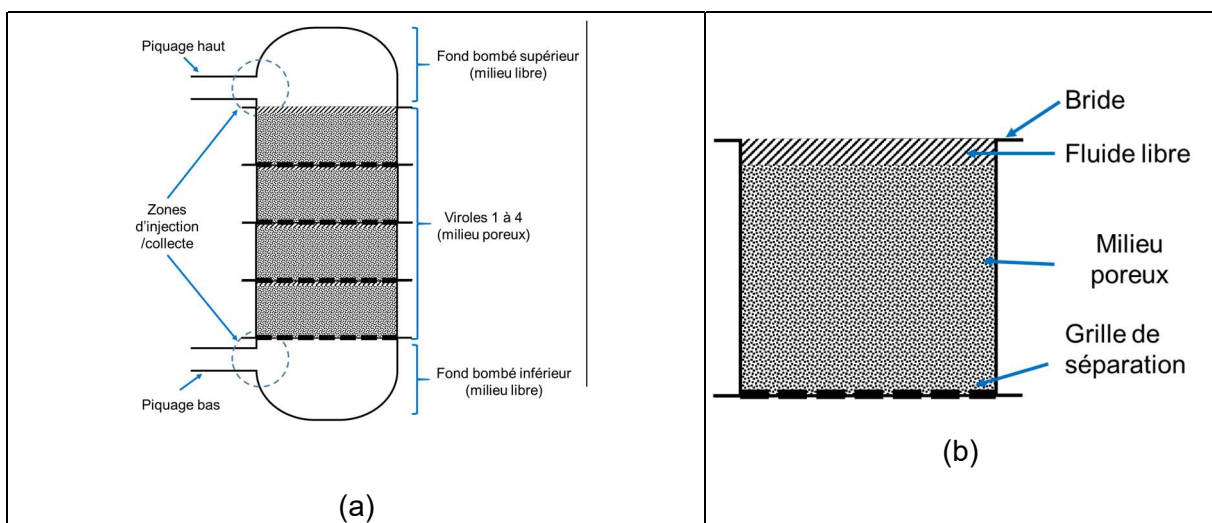


Figure 16 : schéma général de la cuve de stockage de STONE (a) et schéma détaillé d'une virole (b).

Les caractéristiques géométriques de la cuve sont résumées dans le Tableau 5.

Géométrie	Cylindre vertical fermé par des fonds bombés à grand rayon de carre (GRC)
Hauteur du cylindre (m)	3
Hauteur totale interne, cylindre + fonds (m)	3,973
Hauteur par virole (m)	0,75
Diamètre interne du cylindre (m)	1
Diamètre externe du cylindre (m)	1,010
Epaisseur de paroi du cylindre (mm)	5
Epaisseur de paroi des fonds GRC (mm)	6

Tableau 5 : caractéristiques de la cuve de stockage de l'installation STONE.

2.1.2 Résultats antérieurs

La boucle expérimentale STONE a été utilisée pendant plusieurs années pour étudier le fonctionnement de ce type de stockage de chaleur sensible. En particulier, la thèse d'Esence en 2016 [28] a permis d'étudier l'influence de différents paramètres (vitesse du fluide, température, écarts de température) sur son fonctionnement.

Dans ces études, l'écoulement du fluide dans le milieu poreux est supposé monodimensionnel. Plus précisément, les capteurs de température présents dans les viroles du réservoir n'ont pas permis de mettre en évidence d'influence du débit sur les profils radiaux de température. Ce résultat était attendu puisque l'installation a justement été dimensionnée pour éviter tout phénomène lié à la distribution. Les piquages d'injection et de collecte du fluide ont été choisis suffisamment larges pour éviter d'atteindre des vitesses assez élevées pour induire un effet visible sur la distribution de la température. Les fonds bombés, d'un volume non négligeable devant celui de la cuve et remplis de fluide libre, sont aussi suspectés d'avoir un rôle de répartition du fluide sur toute la surface du milieu poreux.

L'installation STONE a montré sa pertinence pour l'étude monodimensionnelle de son type de stockage, mais n'est pas utilisable en l'état pour l'étude de l'influence de la distribution du fluide, ce qui a motivé la décision de la modifier.

2.1.3 Caractéristiques physiques

La connaissance précise des caractéristiques physiques des matériaux présents dans la cuve de l'installation est importante pour permettre le traitement et l'étude des données collectées lors des essais.

Le fluide caloporteur utilisé est l'huile thermique Therminol 66©, un fluide caloporteur dont les caractéristiques sont bien connues et présentées en Annexe A.

Le milieu poreux granulaire de la cuve est constitué de deux tailles de particules, ce qui est sa spécificité par rapport à la majorité des installations existantes. La plus grossière des phases solides est constituée de graviers de quartzite d'un diamètre de l'ordre de 3 cm ; la phase la plus fine est un sable de silice dont les grains ont un diamètre d'environ 3 mm. Les caractéristiques détaillées de ces matériaux sont présentées en Annexe A, ainsi que celle de la paroi du réservoir, constituée d'acier.

Lors de la construction de l'installation, les quatre viroles de la cuve ont été remplies de manière à obtenir un milieu poreux le plus homogène possible.

L'énergie maximale théorique contenue dans les différents matériaux du système est calculée à l'aide de l'équation (2.1).

$$E_{tot,théo} = \frac{V_{phase}}{V_{tot}} * \rho_{phase} * Cp_{phase} * (T_{max} - T_{min}) \quad (2.1)$$

Il apparait que la majorité de l'énergie est contenue dans les deux phases solides, et surtout dans le gravier, mais que l'énergie de l'huile n'est pas négligeable (Figure 17). L'énergie contenue dans le fluide thermique des deux fonds bombés du réservoir n'est pas non plus négligeable.

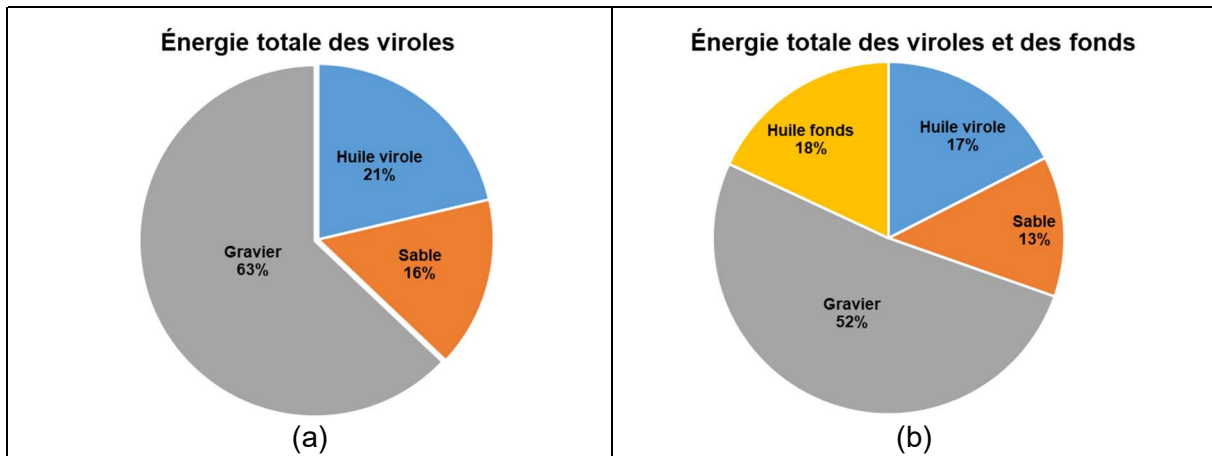


Figure 17 : répartition de l'énergie totale contenue dans la virole du réservoir de l'installation STONE (a) et dans tout le réservoir (b).

2.1.4 Injection et collecte des fluides

L'injection et la collecte du fluide dans la cuve de stockage de l'installation STONE sont particulièrement importantes puisque l'étude de leur influence est l'objet d'étude principal de cette thèse.

Avant le démarrage des travaux présentés ici, l'injection et la collecte de l'huile thermique étaient faites symétriquement en haut et en bas de la cuve, dans les milieux libres des fonds bombés, à l'aide de tubes d'un diamètre intérieur de 102 mm, aussi appelés DN100 selon la norme communément utilisée dans l'industrie. Ces piquages sont radiaux, c'est à dire orientés perpendiculairement à l'axe vertical de circulation du fluide dans la cuve, et débouchent au niveau de la surface intérieure des fonds bombés, sans prolongement. Ils sont utilisés pour l'entrée et la sortie du fluide selon que la cuve est en cours de charge ou de décharge : lors de la charge le piquage supérieur fait entrer le fluide à température élevée et le piquage inférieur permet la sortie du fluide à basse température. Lors de la décharge les rôles s'inversent.

Ce diamètre de tube de distribution a été choisi lors de la conception pour assurer un débit le plus homogène possible radialement, ce qui signifie une vitesse la plus constante possible sur la surface d'entrée et sur la surface de sortie du milieu poreux. Une formule analytique utilisée par Hewitt [33] donne une expression du rapport entre la vitesse maximale et la vitesse moyenne à l'entrée du milieu poreux, en fonction de la perte de pression générée par le milieu poreux et de la perte de charge cumulée de la zone d'injection en entrée et de la zone de collecte de sortie, exprimé par l'équation (2.2). Ce type de formule se retrouve également dans d'autres domaines, comme pour la distribution des fluides dans les piles à combustible [30].

$$\frac{v_{max}}{v_{moy}} = \sqrt{\left(\frac{\Delta P_{poreux} + \Delta P_{distribution} + \Delta P_{collecte}}{\Delta P_{poreux}}\right)} \quad (2.2)$$

Dans le cas de la configuration initiale à injection et collecte radiales de fort diamètre, les pertes de charges peuvent être approximées comme la somme des pertes de charges régulières au travers du milieu poreux et des deux pertes de charges singulières d'entrée et sortie du réservoir. Pour les pertes de charges régulières l'équation (2.3), proposée par Bruch. et al. [21] est utilisée en première approche. Cette corrélation, développée spécifiquement pour un milieu poreux à deux granulométries utilise la porosité du sable seul (porosité d'un milieu composé uniquement de fluide et du sable), en considérant que la majorité de la perte de charge est causée par celui-ci dans les pores du gravier. Les pertes de charge singulières d'entrée et de sortie sont calculées avec la formulation classique (2.4).

$$\frac{\Delta P}{L} = 150 * \mu_f * \frac{(1 - \varepsilon_{sa})^2}{\varepsilon_{sa}^2} * \frac{u_{sup}}{\varepsilon_{global} * d_p^2} + 1,75 * \rho_f * \frac{1 - \varepsilon_{sa}}{\varepsilon_{sa}} * \frac{u_{sup}^2}{\varepsilon_{global}^2 * d_p} \quad (2.3)$$

$$\Delta P = K_{sing} * \frac{\rho_f * v_f^2}{2} \quad (2.4)$$

En considérant les ordres de grandeur présentés au Tableau 6 cette configuration donne un rapport de 1,018 entre vitesse maximale et moyenne, ce qui semble très raisonnable pour considérer la distribution comme uniforme et donc l'écoulement comme strictement axial avec cette distribution du fluide. De plus cette hypothèse est confortée par la thèse d'Esence [28] dont le modèle monodimensionnel a donné de bons résultats lorsque comparé à des essais expérimentaux sur l'installation STONE.

Ordres de grandeur	Valeur
Température moyenne du fluide	140 °C
Débit massique de fluide	1000 kg/h
Masse volumique du fluide	928 kg/m ³
Viscosité dynamique du fluide	0,001716 Pa.s
Vitesse d'entrée et de sortie du fluide	0,037 m/s
Coefficient de perte de charge singulière d'entrée	1
Perte de charge singulière d'entrée	0,62 Pa
Coefficient de perte de charge singulière de sortie	0,5
Perte de charge singulière de sortie	0,31 Pa
Porosité du sable seul	0,649
Porosité globale milieu poreux	0,27
Vitesse superficielle du fluide dans le milieu poreux	0,00038 m/s
Diamètre des grains de sable	0,0025 m
Epaisseur du milieu poreux	3 m
Pertes de pression du milieu poreux	53 Pa

Tableau 6 : ordres de grandeur pour le calcul des pertes de charge de l'installation STONE non modifiée.

Toutefois ce choix de conception ne permet pas l'étude de l'influence de la distribution du fluide et nécessite donc d'être adaptée.

Pour remplir les objectifs de cette étude, le fond bombé supérieur est modifié pour y ajouter deux nouvelles options de distribution en plus de celle déjà présente (Figure 18). Le fond bombé inférieur n'est pas modifié en raison des difficultés de mise en œuvre et de manutention d'une telle modification.

La première option ajoutée est l'équivalent, avec un diamètre réduit, du tube de distribution initialement présent (à droite sur les figures 4 (a) et (b)). Ce tube orienté radialement est raccordé à la partie cylindrique du volume libre supérieur, quelques diamètres de gravier au-dessus de la surface du milieu poreux. Le diamètre du tube est choisi pour que son rapport avec le diamètre du réservoir reste réaliste dans le cas d'une cuve industrielle. Ceci permet également d'obtenir des vitesses de fluide cohérentes avec la réalité industrielle et de conserver l'ordre de grandeur de la force inertielle du jet créé, représenté par le produit de la masse volumique et du carré de la vitesse du fluide entrant. Le diamètre intérieur retenu est 0,026 m, ce qui correspond à la norme "DN25".

Le second distributeur ajouté est un tube vertical le long de l'axe du réservoir, de diamètre intérieur égal à 0,026 m (au centre sur la figure 4 (a)). L'extrémité de ce tube, qui traverse toute la hauteur du fond bombé, est proche de la surface du milieu poreux, la distance les séparant étant de l'ordre de quelques centimètres. Cette option doit permettre une distribution parallèle à la direction de l'écoulement, non uniforme radialement, et atténuée au minimum par le milieu libre, d'où la proximité avec la surface du milieu poreux. Ceci est censé représenter un cas de distribution fortement non-uniforme. Par ailleurs, cette distribution en jet le long de l'axe de symétrie rend le problème possible à modéliser numériquement en 2D-axisymétrique, ce qui permet de gagner en temps de calcul par rapport l'équivalent en 3D. Cette distribution est en outre celle utilisée dans l'article d'étude numérique qui remet en question la définition d'une distribution idéale [32].

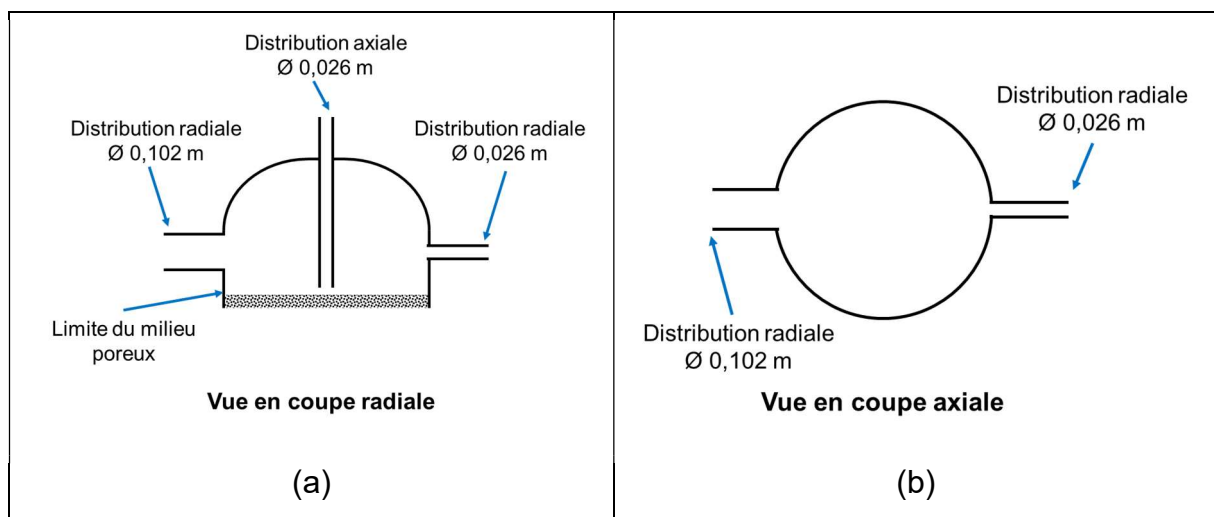


Figure 18 : schéma de principe de la distribution de fluide de l'installation STONE pour le fond bombé supérieur. (a) vue en coupe radiale et (b) vue en coupe axiale.

Avec les modifications apportées, de nouvelles options sont disponibles pour tester l'influence de la distribution et de la collecte du fluide sur le comportement thermohydraulique du dispositif. Il est possible de choisir parmi trois injections/collectes pour l'entrée du fluide chaud lors des charges et pour sa sortie lors des décharges. En revanche seul le piquage latéral de fort diamètre est disponible pour l'entrée et la sortie du fluide froide dans le fond bombé du bas.

2.1.5 Instrumentation

L'installation STONE comprend un grand nombre de capteurs de température, pression et débit qui permettent de suivre son fonctionnement.

Le circuit de fluide est instrumenté par des capteurs qui permettent de suivre le fonctionnement global de l'installation.

La partie cylindrique de la cuve est plus particulièrement pourvue en capteurs puisqu'elle est l'objet d'étude principal. Chacune des quatre viroles de la cuve comporte trois niveaux de mesure de la température. Des capteurs de pression donnent également la pression aux bornes du milieu poreux.

En plus des capteurs décrits ci-dessus, un capteur de température est placé dans chacun des tubes de distribution du fond bombé supérieur, proche de la paroi du réservoir. Un capteur est également présent à l'intérieur de la tuyauterie connectée au distributeur du fond bombé inférieur.

La Figure 19 donne le schéma de principe du placement de ces capteurs.

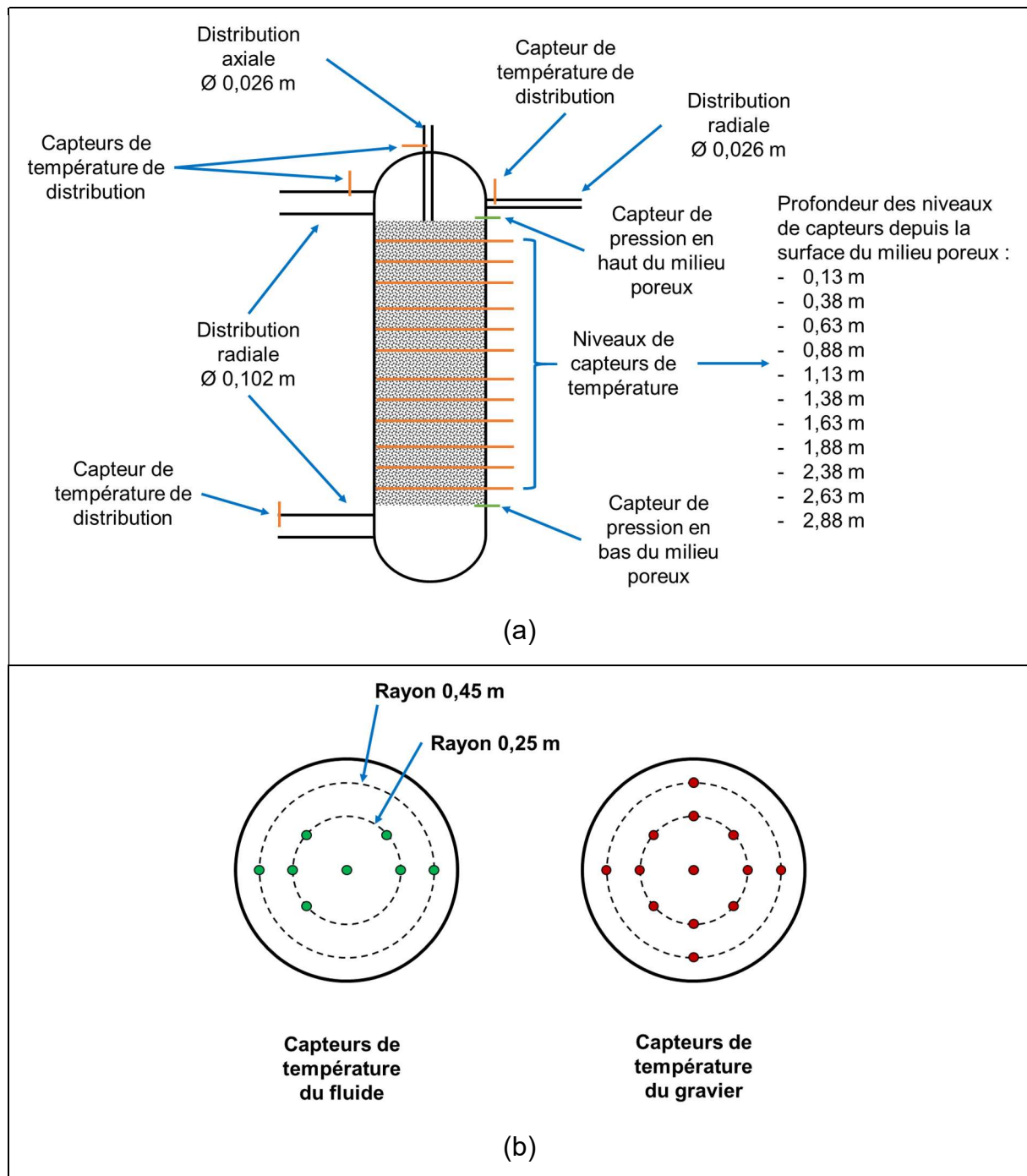


Figure 19 : schéma de placement des capteurs de température du milieu poreux et des distributeurs de l'installation STONE. (a) vue d'ensemble. (b) placement par niveau de capteurs du milieu poreux.

Sur chaque niveau de mesure de la température, des thermocouples de type K sont répartis sur deux cercles concentriques ainsi que sur l'axe de la cuve. Certains capteurs mesurent la température de l'huile entre les grains solides tandis que d'autres ont été scellés dans des graviers pour en donner la température. Les répartitions des capteurs dans le fluide et dans les graviers ne sont pas les mêmes, tel qu'indiqué à la Figure 19 (b).

Dans le cadre de cette thèse, en profitant de la modification du fond bombé supérieur, des capteurs de température supplémentaires ont été ajoutés dans le fond bombé supérieur. Plusieurs groupes de thermocouples de type K ont été installés.

Le premier groupe de capteur a été installé à la surface du milieu poreux pour donner une information sur le profil de température du fluide au plus près de l'entrée lors des charges, et de la sortie lors des décharges (Figure 20).

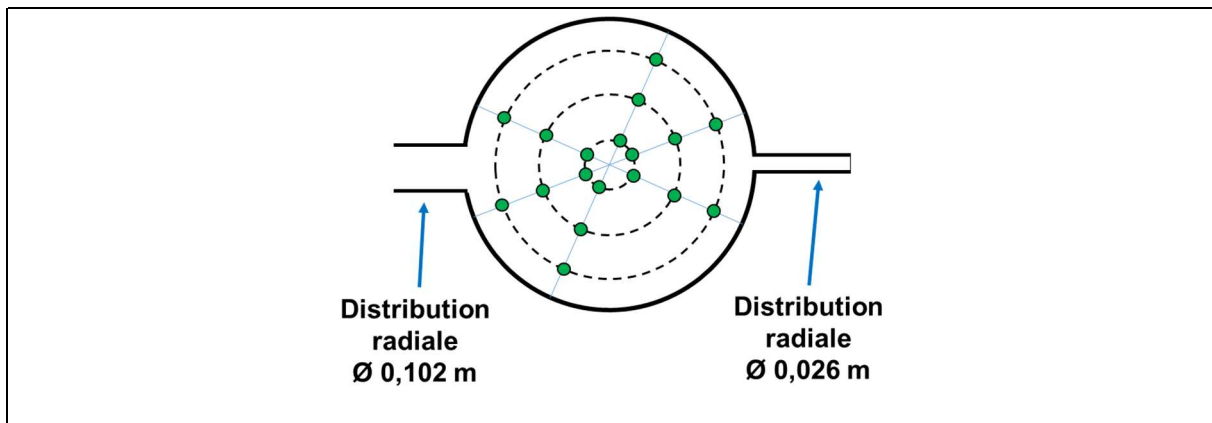


Figure 20 : schéma de placement des capteurs de température à la surface du milieu poreux. Vue en coupe radiale à la limite haute du milieu poreux.

Le deuxième groupe consiste en cinq capteurs installés au plus proche de l'axe de symétrie, afin de donner une mesure générale de la température selon l'axe vertical. Cet axe étant occupé par le tube de distribution axiale, les capteurs sont décalés de quelques centimètres (Figure 21).

Le dernier groupe a été installé sur six génératrices du fond bombé, à environ 5 cm de l'intérieur de la paroi. La Figure 21 présente deux des six génératrices, celles-ci coupant la section du cylindre le long des rayons visibles sur la Figure 20.

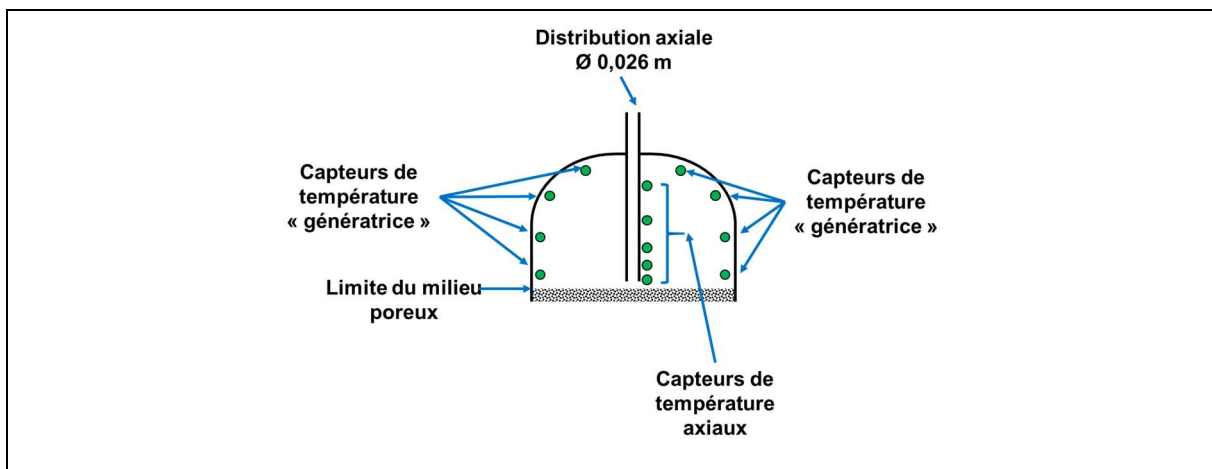


Figure 21 : schéma de placement en coupe axiale des capteurs de température le long de l'axe et des génératrices du fond bombé supérieur.

Les capteurs des distributeurs du fond bombé supérieur, déjà évoquées, ont également été ajoutés à l'occasion des modifications de l'installation.

La précision des mesures de températures est $\pm 2^\circ\text{C}$. La précision de position des mesures de température n'est pas connue et difficile à estimer. Les thermocouples de la partie cylindrique du système sont présents depuis plusieurs années dans l'installation qui a déjà largement servie pour d'autres campagnes expérimentales et il n'est pas possible de connaître une éventuelle modification de leur position sans démonter entièrement le réservoir.

2.1.5.1 Traitement des données

L'objectif du traitement des données est de permettre le suivi de la température et de l'énergie contenue dans la cuve.

Afin de simplifier le suivi de la température à l'intérieur de la cuve au cours du temps et en fonction de la hauteur dans la cuve, des moyennes de température sont effectuées sur chaque niveau de capteur et pour chaque matériau. Pour cela, des surfaces de contrôle sont définies. Ces surfaces, situées aux hauteurs des niveaux de capteurs, divisent la section de la cuve en zones, contenant chacune un seul capteur et sur laquelle la température est considérée comme à la température donnée par le capteur en question. La Figure 22 présente le découpage de ces surfaces de contrôle.

Les surfaces en question sont des sections de couronnes dont les limites sont équidistantes des thermocouples les plus proches radialement et angulairement. Les surfaces ne sont pas confondues pour les températures du fluide et des graviers, les capteurs disponibles n'étant pas les mêmes. Lorsqu'un capteur s'avère manquant ou défectueux, sa surface de contrôle est assignée au capteur le plus proche radialement ou répartie entre les deux plus proches en cas d'équidistance.

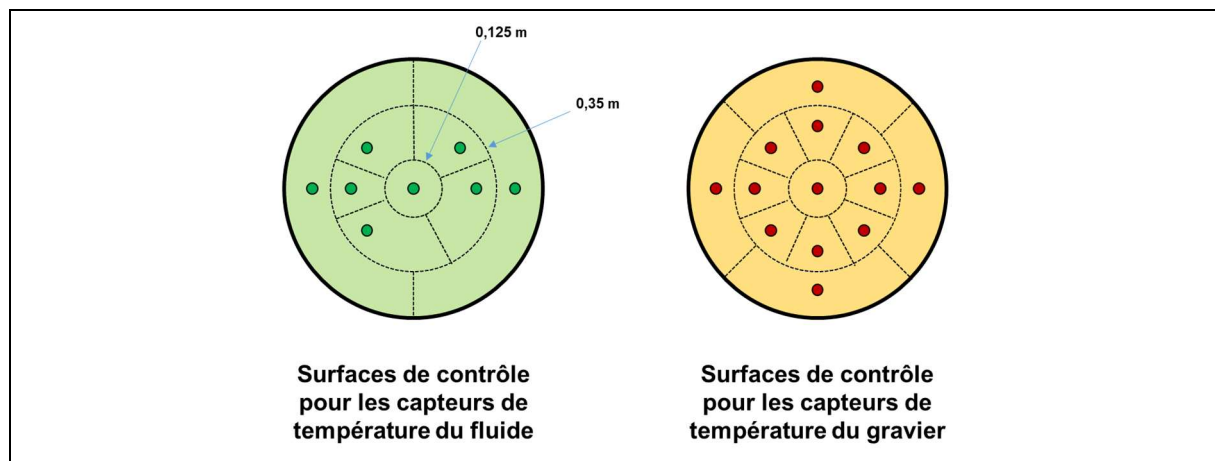


Figure 22 : schéma de définition des surfaces de contrôle pour les capteurs de température du milieu poreux de l'installation STONE à un niveau donné.

Pour le calcul de l'énergie contenu dans la cuve, la méthode retenue consiste à assigner à chaque thermocouple un volume de contrôle autour de lui, les volumes couvrant l'ensemble du volume de la cuve, sans se recouper. A l'intérieur de chaque volume de contrôle la température est considérée uniformément égale à celle du thermocouple contenu.

Dans la partie cylindrique de la cuve, les volumes de contrôle sont définis dans l'axe vertical par des épaisseurs de contrôle à égale distance entre chaque niveau de mesure de la température (Figure 19a). Radialement et angulairement, les surfaces de contrôle définies plus tôt sont utilisées.

Des volumes de contrôle sont également définis pour les capteurs du milieu libre supérieur comme présenté sur la (Figure 23) mais pas pour le fond bombé inférieur qui n'est pas instrumenté. La forme complexe du fond bombé oblige à approximer les volumes comme des cylindres ou des cylindres creux mais ils sont ajustés pour que leur somme soit égale au volume total.

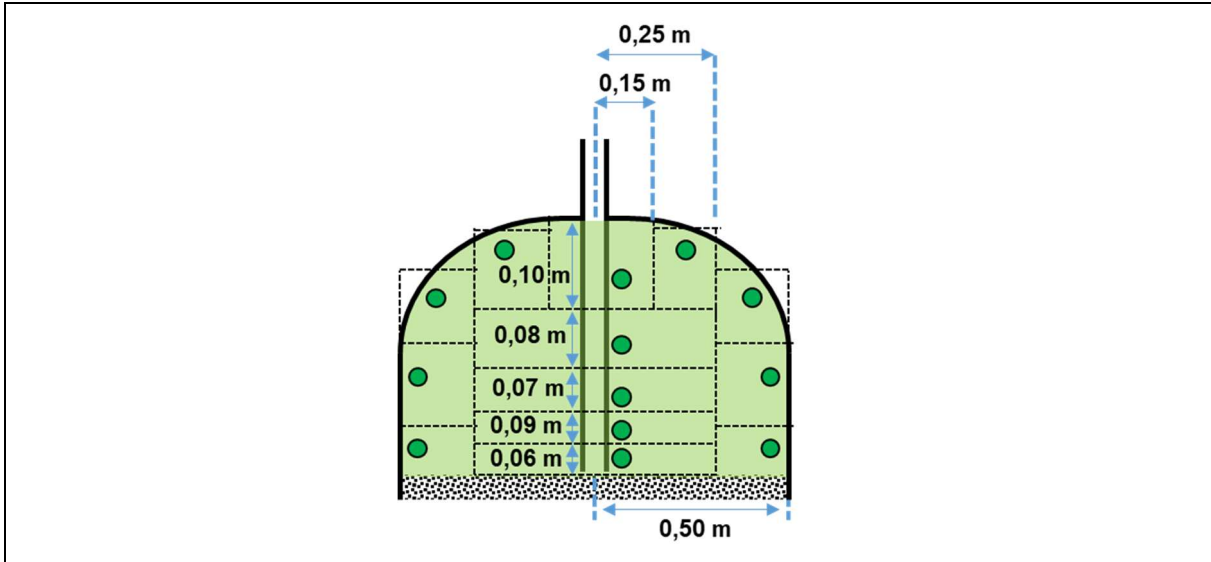


Figure 23 : schéma de définition des surfaces de contrôle pour les capteurs de température du fond bombé supérieur de l'installation STONE.

Chaque température, assignée à son volume de contrôle comme défini au paragraphe précédent, permet de calculer une énergie qui, par somme de tous les volumes de contrôle, permet de calculer l'énergie du système.

L'énergie d'un volume de contrôle instrumenté du milieu poreux est calculée à l'aide de l'équation (2.3) pour chacune des phases puis sommée pour obtenir l'énergie complète du volume. La température de référence choisie, pour laquelle l'énergie est considérée comme nulle, est la température basse de fonctionnement du système, 80°C, égale à celle de décharge.

$E_{phase,cell}(T_{phase}) = V_{cell} * \frac{V_{phase}}{V_{tot}} * \rho_{phase}(T_{phase}) * \int_{T_{ref}}^{T_{phase}} C_{p_{phase}}(T_{phase}) * dT$	(2.3)
---	-------

Le nombre de Biot des grains de sable comparant la conduction interne et l'échange convectif avec le fluide est calculé à l'aide de l'équation (2.4). La valeur obtenue en utilisant un coefficient d'échange thermique entre le fluide et son environnement décrit au chapitre suivant et les grandeurs caractéristiques du sable (Tableau 7) est de 0,087. Cette valeur est légèrement inférieure à la valeur limite usuelle de 0,1, ce qui est suffisant pour considérer les grains de sable comme thermiquement minces. Cette hypothèse est également retenue dans les études précédentes sur cette installation [28].

$Bi_{sa} = \frac{k_{f,sa} * D_{sa}}{\lambda_{sa}}$	(2.4)
--	-------

Ordres de grandeur	Valeur
Diamètre des grains de sable	0,0025 m
Conductivité thermique du sable (silice)	5,5 W/(m.K)
Coefficient d'échange thermique fluide/sable	191 W/(m ² .K)
Nombre de Biot	0,087

Tableau 7 : ordres de grandeur pour le calcul du nombre de Biot des grains de sable de l'installation STONE.

L'énergie totale du milieu poreux est obtenue par somme de celle de tous ses volumes de contrôle et pour chaque phase. L'énergie du milieu libre supérieur est obtenue par la même méthode, avec uniquement le fluide à prendre en compte.

Dans la suite de cette étude, une seconde énergie est utilisée, issue de la précédente : l'énergie utile. Elle est définie comme celle portée par un matériau au-dessus d'une certaine température. En dessous de cette limite, l'énergie est considérée comme inutilisable ou non rentable pour un potentiel procédé industriel, ce qui signifie que l'énergie d'une phase d'un volume de contrôle est considérée comme nulle si la température mesurée est inférieure à une certaine limite. Dans le cas contraire elle est calculée à l'aide de l'équation précédente (équation (2.3)). Cette température est choisie égale à 190°C, soit 10°C sous la température de charge.

Enfin, la différence de l'énergie entrante et sortante du système correspond à l'énergie chargée ou déchargée sur une durée donnée, à l'exclusion des pertes thermiques.

Cette énergie est obtenue par intégration de la différence du débit d'enthalpie aux bornes du système (2.5). Pour chaque borne, l'enthalpie est calculée à l'aide de l'équation (2.6) et de la température mesurée par le capteur se trouvant au niveau du piquage correspondant, la température de référence considérée étant la température basse de fonctionnement, définie plus loin. Pour le haut du réservoir, ce capteur dépend du choix effectué pour l'injection et la collecte du fluide. Le débit massique est considéré comme identique en entrée et sortie du système, ce qui n'est pas parfaitement exact à tout instant du fait de l'expansion thermique du fluide.

$E_{in,out}(t) = \int_{t_{ini}}^t \dot{m} * (h_{m,in} - h_{m,out}) * dt$	(2.5)
$h_m(T) = \int_{T_{ref}}^T Cp * dT$	(2.6)

En retranchant l'énergie totale calculée ceci permet également de retrouver à un instant donné l'énergie contenue dans les zones non instrumentées (le fond bombé inférieur et l'ensemble des parties métalliques), ainsi que les pertes thermiques.

2.2 Méthode

2.2.1 Plan d'expérience

En fonction des objectifs à remplir et des possibilités de l'installation, un plan d'expérience est mis en place.

Comme déjà évoqué, la thèse d'Esence a déjà étudié l'influence de divers paramètres sur le comportement de stockage/déstockage sans tenir compte de la distribution du fluide :

- La vitesse du fluide dans le milieu poreux
- La différence entre les températures de charge et de décharge

- L'enchaînement de charges et de décharge partielles, avec différents taux de sortie du gradient thermique du fluide, c'est-à-dire des cycles de fonctionnement plus ou moins complets.

De ce fait, pour simplifier l'étude et réduire sa durée, plusieurs choix sont faits.

- Un seul duo de température maximale et minimale est utilisé, donc un seul écart de température entre charge et décharge.
- Un débit de référence de 1000kg/h, équivalant à environ 2 mm/s en vitesse physique du fluide est choisi, ce qui se situe dans la gamme de fonctionnement normal de l'installation, relativement loin de ses limites. Un débit diminué de moitié est également testé.
- D'après les travaux précédemment cités, un certain nombre de cycles de charge et décharge enchainés permet d'atteindre un état de fonctionnement stabilisé. Une succession de 10 cycles sera effectuée pour chaque essai pour être sûr d'atteindre la stabilisation, c'est-à-dire une épaisseur de gradient ne variant presque plus. La suite de l'étude montre qu'un nombre inférieur est suffisant pour atteindre la stabilisation du comportement.

Le choix des débits, températures et nombre de cycles est justifié par le retour d'expérience des campagnes précédentes. Les valeurs sont représentatives de la gamme de fonctionnement de l'installation.

Les essais effectués au cours de la campagne expérimentale sont listés dans le Tableau 8.

Essai	Distribution	Durée par charge ou décharge (h)	Nombre de cycles charge/décharge	Débit (kg/h)
1	Radiale, fort diamètre	4	10	1000
2	Axiale, faible diamètre	4	10	1000
3	Radiale, faible diamètre	4	9	1000
4	Radiale, fort diamètre	8	4	500
5	Axiale, faible diamètre	8	4	500
6	Radiale, faible diamètre	8	4	500

Tableau 8 : essais réalisés avec l'installation STONE lors de la campagne d'essais.

2.2.2 Exemple d'analyse d'un essai

Cette partie vise à expliciter le déroulement d'un essai et le dépouillement des données produites.

Le cas choisi pour cet exemple est une charge du réservoir en utilisant le piquage radial de fort diamètre (voir Figure 18 et Figure 19). Les températures maximum et minimum de test sont 200 et 80°C et le débit 1000 kg/h. Le réservoir est initialement totalement déchargé, c'est à dire intégralement à 80°C.

La Figure 24 présente les résultats d'une charge du réservoir, suivis d'une décharge, tirés de l'essai 1 (Tableau 8). Les grandeurs sont adimensionnalisées, selon les équations (2.7), (2.8) et (2.9)

$\tau = \frac{t}{\Delta t_{tot}}$	(2.7)
$Z = \frac{z}{Z_{tot,poreux}}$	(2.8)
$\theta = \frac{T - T_{min}}{T_{max} - T_{min}}$	(2.9)

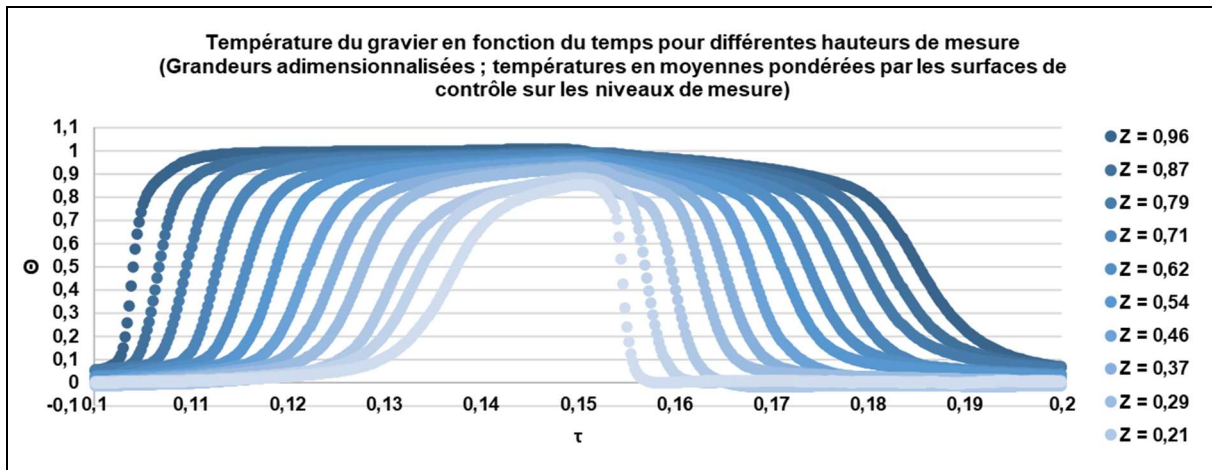


Figure 24 : température du gravier en fonction du temps pour différentes hauteurs de mesure, au cours d'une charge et d'une décharge du réservoir. Mesures tirées de l'essai N°1. Grandeurs adimensionnalisées.

Chaque courbe représente la moyenne pondérée par les surfaces de contrôle, comme présentée au paragraphe 2.1.5.1, des températures mesurées par les capteurs d'un niveau de la cuve, dans les graviers. Il apparaît clairement que les températures des niveaux de mesure commencent à augmenter les uns après les autres lors de la charge, du plus haut au plus bas, ce qui illustre la progression du front thermique. Le même phénomène se produit en sens inverse lors de la décharge ; les niveaux les moins élevés voyant leur température baisser en premier. La pente dans les courbes correspond au gradient thermique, c'est-à-dire à la hauteur de cuve dans laquelle la température passe de la température maximum à la température minimum.

Par ailleurs à la fin de la charge et de la décharge, les courbes de température ne se stabilisent pas au même niveau de température. Ceci indique qu'à la fin des charges et des décharges la température n'est pas uniforme et qu'un gradient de température persiste. Il a déjà été montré que ceci est dû à l'échange imparfait entre le fluide et les solides, l'efficacité de celui-ci étant proportionnel à la différence de température entre les deux phases [33]. A la fin d'un cycle la différence de température entre le fluide de transfert et le substrat solide diminue à mesure que le gradient thermique est « évacué ». Ceci diminue l'efficacité de l'échange thermique et rend de plus en plus difficile la sortie de la partie restante du gradient thermique.

Enfin, la température adimensionnalisée s'écarte légèrement de l'intervalle [0 ; 1], ce qui est dû à l'inertie des sources chaudes et froides, à la précision de la régulation de la température du circuit, ainsi qu'aux pertes thermiques dans le cas de la décharge.

La Figure 25 reprend les mêmes données mais présente la température en fonction de la hauteur, à différents instants.

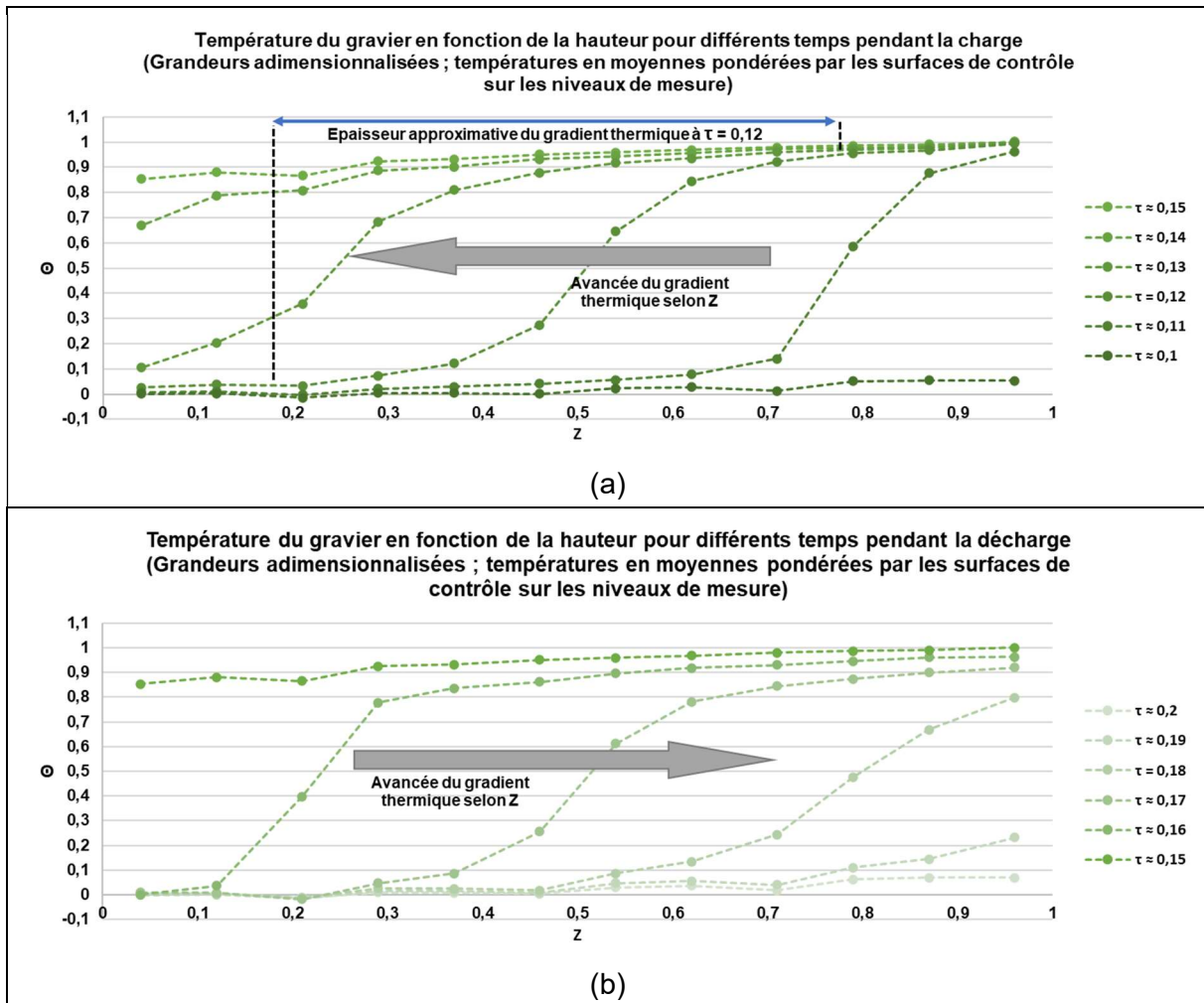


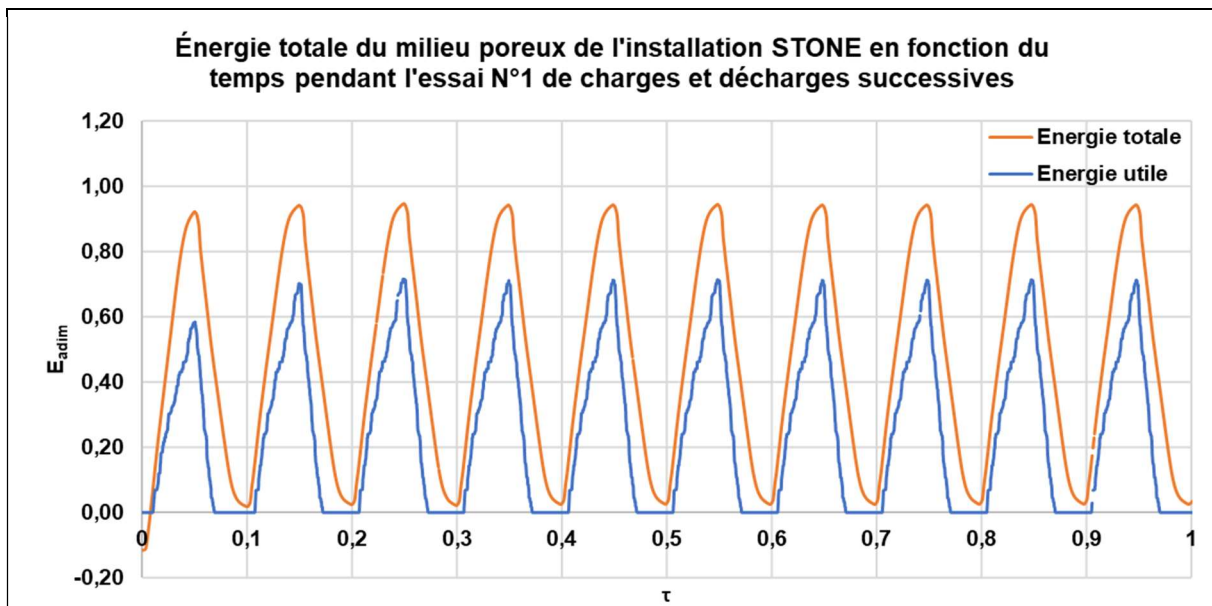
Figure 25 : température du gravier en fonction de la hauteur pour différents instants, au cours de la charge (a) et de la décharge (b). Mesures tirées de l'essai N°1. Grandeurs adimensionnalisées.

Les figures permettent de suivre l'avancée du gradient thermique dans le réservoir au cours du temps.

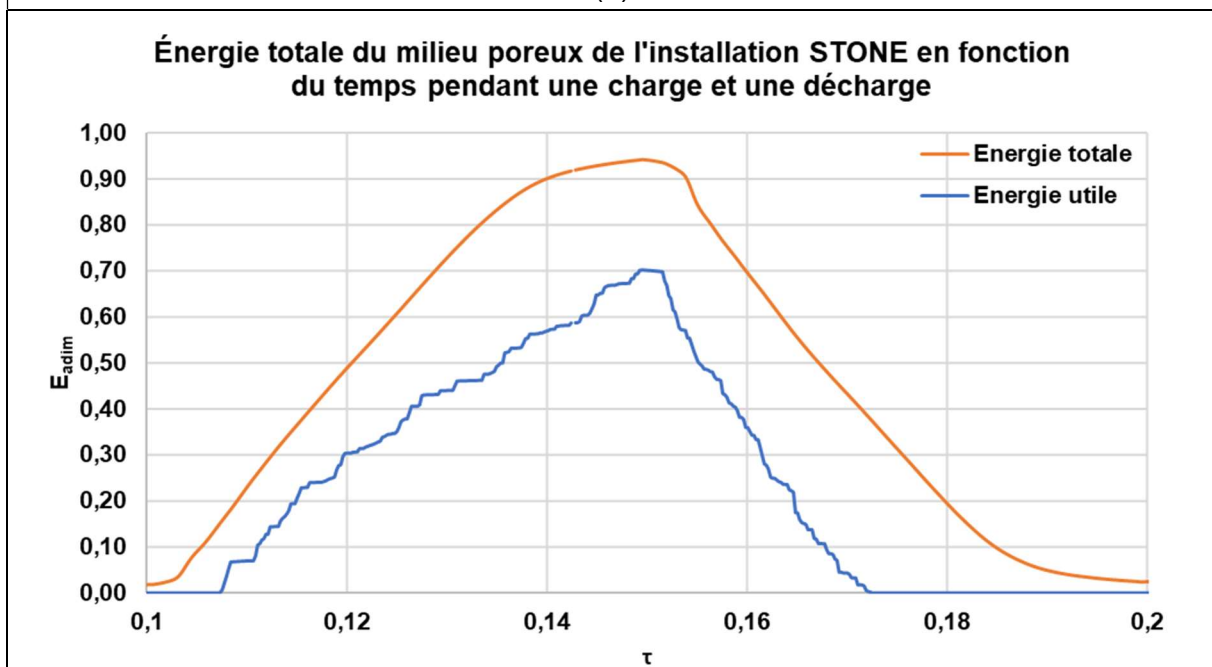
L'épaississement du gradient thermique au cours de la charge et au cours de la décharge est visible. Les courbes de température ont des pentes de moins en moins abruptes au cours du temps, ce qui signifie qu'une distance verticale de plus en plus grande est nécessaire pour passer d'une température extrême à l'autre, donc que le gradient est plus épais.

Les températures du fluide montrent le même comportement, avec une légère avance temporelle, ce qui est à nouveau dû à l'imperfection des échanges thermiques entre le fluide et les solides.

A partir des températures mesurées et en suivant la méthode présentée précédemment (2.1.5.1), l'énergie du système est accessible. La Figure 26 présente l'énergie totale et l'énergie utile (à température maximum moins 10°C) de la partie cylindrique du réservoir de STONE (hors paroi) au cours de l'essai N°1.



(a)



(b)

Figure 26 : énergie totale et énergie utile (à température maximum moins 10 °C) de la partie cylindrique de l'installation STONE en fonction du temps, au cours de l'essai N°1 (a) et d'une charge et décharge consécutives tirées de cet essai (b). Grandeurs adimensionnalisées.

Sur ces courbes, les charges et les décharges sont visibles avec respectivement les montées et descentes de l'énergie. Il apparaît également que l'énergie totale adimensionnée (par rapport à l'énergie totale maximum) n'atteint jamais 1, ce qui traduit le fait que les charges se terminent sans que tout le milieu poreux (les solides et le fluide) n'ait atteint la température maximale, c'est-à-dire sans que l'ensemble du gradient thermique ait été évacué.

Ces graphiques permettent également de suivre le contenu en énergie utile du milieu poreux qui est évidemment toujours inférieur à l'énergie totale. Les plateaux de la courbe d'énergie utile s'expliquent par le fait que la prise en compte de l'énergie du volume de contrôle d'un

capteur n'est pas linéaire, du fait même de la définition de l'énergie utile (2.1.5.1). La comparaison de l'énergie utile et de l'énergie totale permet de suivre la qualité de l'énergie contenue au cours du temps : plus l'écart entre les deux énergies est grand plus l'énergie initialement chargée a été dégradée.

2.3 Imperfections de l'installation STONE

Avant de commencer la campagne expérimentale, plusieurs tests sont effectués. L'objectif est de vérifier le bon fonctionnement de l'installation qui était arrêtée depuis environ un an et avait subi des réparations à la suite d'un incident.

2.3.1 Stratification granulaire du milieu poreux

Lors de la construction de l'installation STONE, les viroles de la cuve ont été remplies avec un mélange de sable et de gravier de manière à obtenir la plus grande homogénéité possible. Ceci conduit à l'une des hypothèses principales faite sur l'installation STONE : le milieu poreux contenue dans sa cuve de stockage est supposé homogène et isotrope, en dehors des grilles de séparation des viroles et des couches de fluide libres. Les grilles et couches fluides ayant été négligées dans les études précédentes [28], le contenu de la cuve est représenté par un cylindre homogène et isotrope de milieu poreux granulaire, dont la fraction vide est entièrement remplie de fluide caloporteur.

En comparant la perte de charge mesurée aux bornes du milieu poreux de l'installation STONE avec la valeur obtenue par calcul (méthode présentée au chapitre 3), une erreur apparait, la valeur mesurée étant sensiblement supérieure à celle calculée. Or, il est connu que les pertes de charges jouent un rôle clef dans la répartition des fluides dans un milieu poreux, ce qui impose d'étudier la question.

Lors d'une inspection visuelle, il est apparu que la virole supérieure ne contenait plus de sable dans sa partie haute. Les premiers grains de sable ne sont visibles que 19 cm sous la surface des graviers pour une virole de 75 cm de haut, soit une absence de sable sur environ 25 % de la hauteur. La répartition du sable plus bas n'est pas connue mais il ne peut être sorti de la virole sans que la grille de séparation ne se soit dégradée, ce qui est jugée peu probable. Il y a donc probablement en bas de la virole une fraction de sable supérieure à la fraction initiale. Bien que ceci n'ait pas été vérifié, il est probable que cela soit également le cas dans les trois autres viroles.

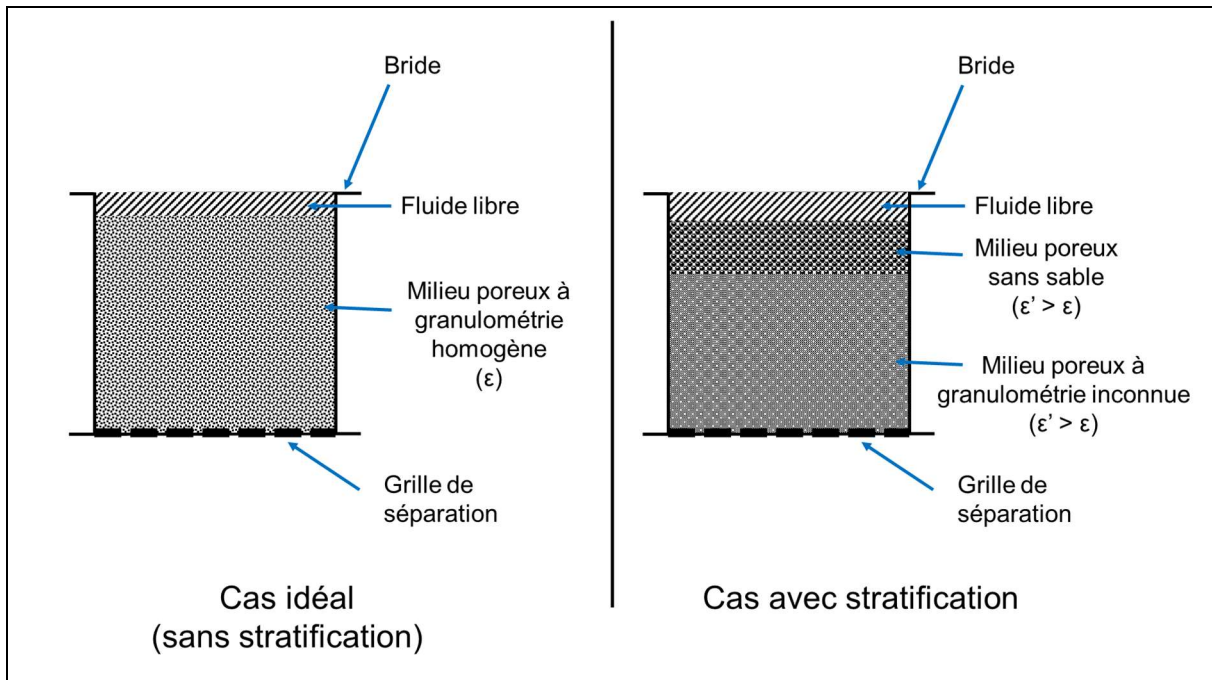


Figure 27 : schéma de principe de la stratification du milieu poreux d'une virole de l'installation STONE.

Ces observations montrent que l'homogénéité axiale du milieu poreux n'est plus assurée et que l'installation s'est éloignée d'un modèle idéal de stockage thermique mono-cuve dual-media. Aucune explication évidente n'a pu être apportée à ce phénomène qui n'est pas l'objet de cette étude. Toutefois, une explication possible se baserait sur « l'effet noix du Brésil » qui veut que dans un milieu poreux à plusieurs granulométries, une stratification par la taille apparaît lorsque l'ensemble est agité, les grandes granulométries tendant à se placer au-dessus des petites. Cet effet n'est pas encore parfaitement compris mais dans le cas présent l'agitation pourrait avoir été remplacée par l'écoulement du fluide avec peut-être un effet de la dilatation thermique différentielle entre les parois et le contenu de la cuve.

2.3.2 Passage préférentiel

Les premiers essais effectués ont également permis de mettre en évidence la présence de passages préférentiels dans le milieu poreux. La Figure 28 illustre cette homogénéité radiale du milieu poreux.

Cette figure présente, pour les différents niveaux de capteurs du milieu poreux, l'écart-type de température au cours d'une charge de l'essai N°1.

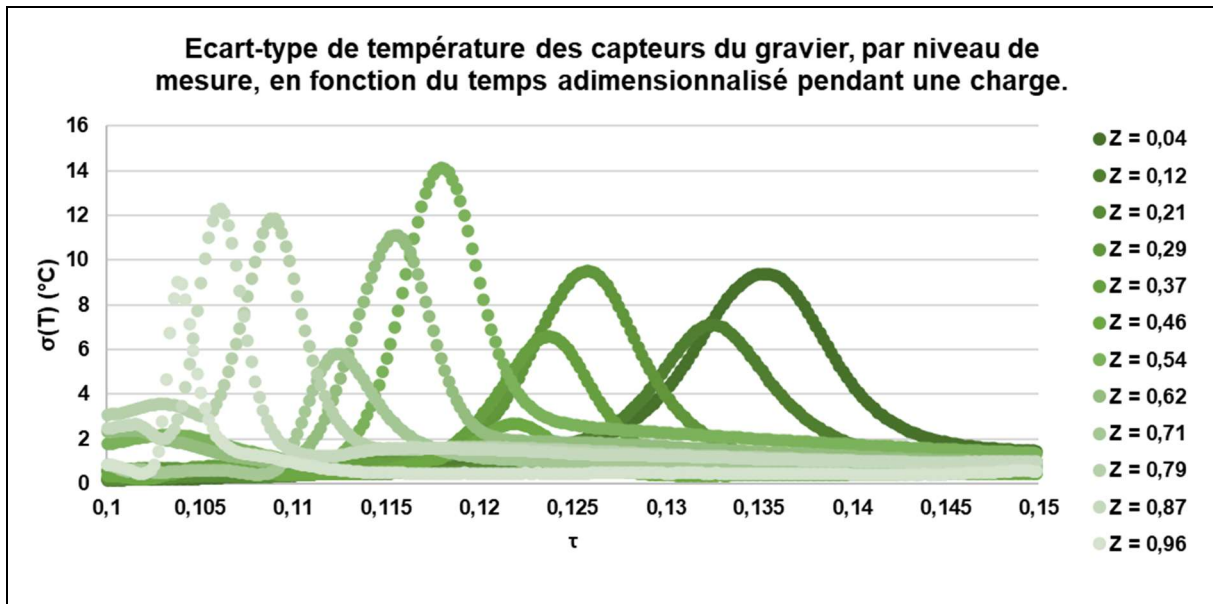


Figure 28 : écart-type de température des capteurs du gravier, par niveau de mesure, en fonction du temps adimensionné pendant une charge tirée de l'essai N°1.

L'écart-type observé est élevé, atteignant régulièrement des valeurs proches de 14°C au cours de la charge pour certains niveaux. Ces écarts-types étant mesurés par niveaux, ceci signifie que des inhomogénéités de température radiales non-négligeables sont mesurées, bien au-delà de la précision des capteurs de température ($\pm 1^\circ\text{C}$).

La Figure 29 présente les écarts à la moyenne de températures par niveau de mesure relevées par les capteurs du gravier aux instants correspondants aux maximums d'écart-type pour chaque niveau de mesure de la figure précédente.

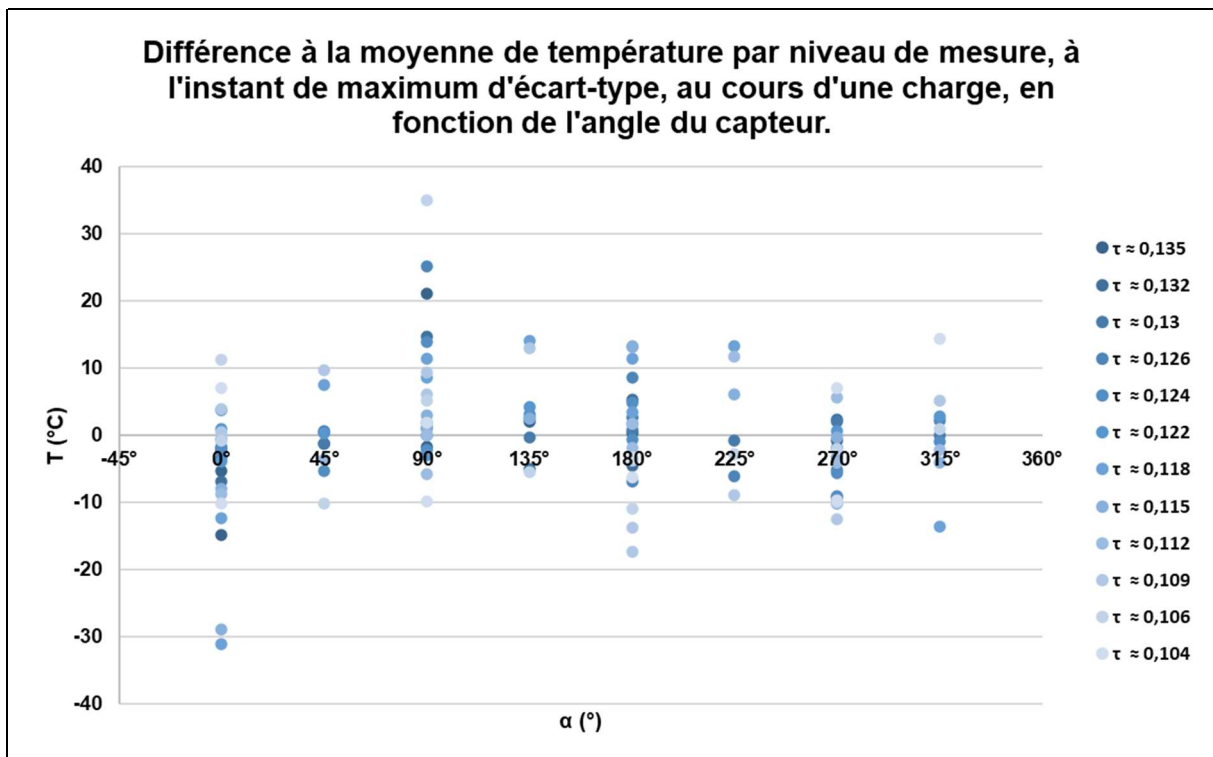


Figure 29 : différence à la moyenne de température ($^\circ\text{C}$) par niveau de mesure, à l'instant de maximum d'écart-type, au cours d'une charge de l'essai N°1, en fonction de l'angle du capteur.

Sur cette figure, chaque point correspond à l'écart de température entre un capteur et la moyenne de son niveau de mesure à l'instant du maximum d'écart-type au cours d'une charge de l'essai N°1. L'abscisse correspond à l'angle du capteur par rapport à la position d'un capteur choisie arbitrairement comme 0°, ceci implique que plusieurs capteurs partagent le même angle pour un même niveau, donc un même instant de maximum d'écart-type. Les groupes de points alignés verticalement correspondent aux différents angles de mesure.

La plupart des points de mesure se situent dans l'intervalle [-10 ; 10°C], ce qui est cohérent avec les écarts-types d'environ 10°C précédemment observés.

Alors que la plupart des groupes de points sont à peu près centrés sur 0, le groupe « 90° » est clairement décalé vers les écarts de températures positifs et le groupe « 0° » vers les écarts négatifs. Ceci indique qu'un secteur radial de la cuve tend à avoir des températures plus élevées que la moyenne du niveau et un autre secteur des températures plus basses. L'explication la plus probable est celle d'un passage préférentiel qui se serait formé dans le milieu poreux avec des zones verticales de plus ou moins grande porosité par rapport à la moyenne du milieu poreux. Ceci favorise le passage du fluide à certains endroits qui se retrouvent « en avance temporelle » lors des charges et des décharges, atteignant la température de charge ou de décharge avant le reste du milieu poreux.

Ce résultat montre qu'il est en réalité impossible d'obtenir un comportement réellement proche d'être monodimensionnel, même avec la distribution radiale de fort diamètre.

2.3.3 Conclusion sur la pertinence de l'installation expérimentale

Les premiers essais effectués ont permis de mettre en évidence la présence de passages préférentiels dans le milieu poreux et indiquent que les résultats expérimentaux s'éloignent assez fortement de l'idéal.

Toutefois, le dépouillement détaillé d'un essai (2.2.2) a montré qu'il était possible d'utiliser ces données pour étudier le comportement thermodynamique de ce type de système, comme l'avait également fait avec succès de précédentes publications [28], [21]. Il est raisonnable d'affirmer que la comparaison d'essai avec des solutions d'injection et collecte différentes du fluide permettra d'étudier leur influence au moins qualitativement.

2.4 Influence de la distribution sur le comportement thermohydraulique

2.4.1 Comportement global

La première étape de l'analyse des résultats des essais expérimentaux consiste à comparer le comportement global du réservoir de stockage pour les différentes options de distribution du fluide.

La Figure 30 présente la différence entre l'énergie entrée et sortie par les bornes du réservoir de STONE, au cours des cycles consécutifs de charge et de décharge des essais 1, 2 et 3. En charge, l'énergie entrant par le piquage supérieur sur un pas de temps est ajoutée à l'énergie précédemment contenue et l'énergie sortant par le bas est retirée. En décharge l'inverse est effectué. A l'instant initial, l'énergie contenue est calculée à partir des températures relevées à l'intérieur (équation (2.3)) ; faute de mesure, le fond bombé inférieur est supposé intégralement à la température du piquage de sortie pour le calcul de cette énergie initiale.

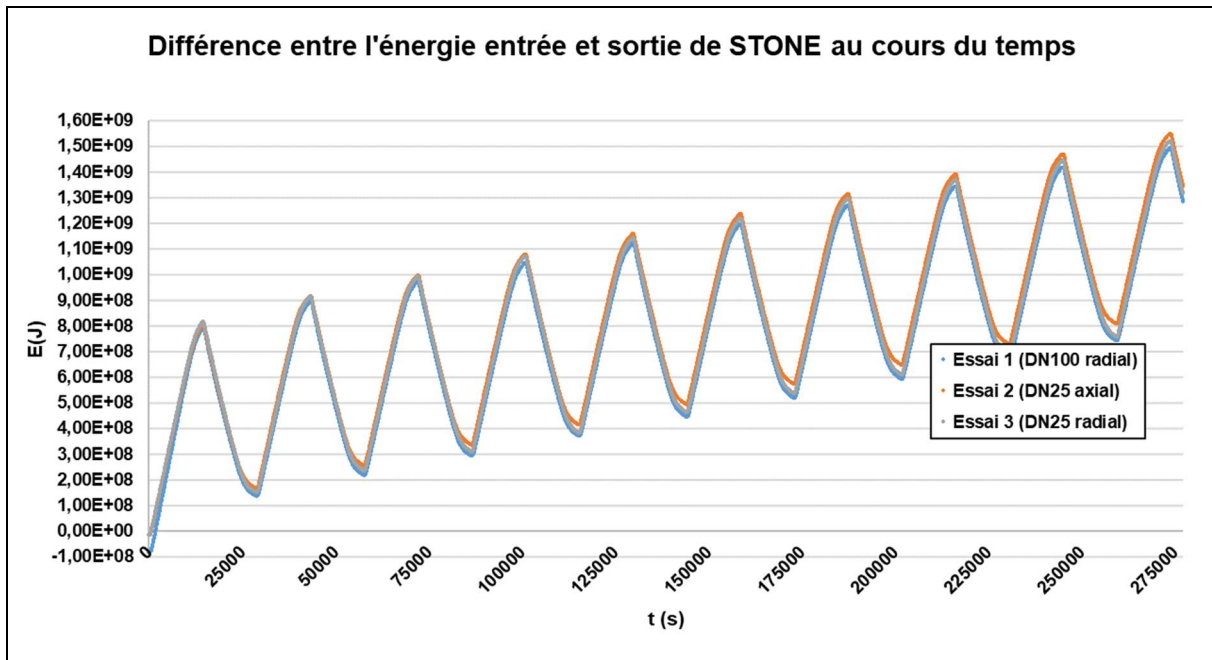


Figure 30 : évolution de l'énergie totale entrant et sortant du système STONE, calculée à partir des températures d'entrée et de sortie.

Il apparaît sur ces courbes d'énergie que, pour les trois options d'injection et de collecte, l'énergie calculée à la fin d'un cycle est supérieure à celle calculée au début du cycle. Les courbes tendent à diverger et l'énergie calculée dépasse rapidement l'énergie maximale que peut contenir le réservoir. Ceci illustre la présence des pertes thermiques.

En effet, l'énergie calculée est la différence entre l'énergie détectée en entrée et en sortie, ce qui signifie qu'en charge et en décharge, les pertes thermiques devraient être retranchées (l'intérieur de la cuve étant toujours plus chaud que l'extérieur, même à température de décharge). En réalité, si les pertes thermiques pouvaient être mesurées, les courbes devraient donc monter donc moins haut à chaque charge et descendre plus bas à chaque décharge.

Bien que l'effet décrit ci-dessus soit difficile à quantifier, des différences restent visibles entre les options d'injection et collecte des fluides, même si elles restent faibles en valeurs relatives. A l'instant initial, un écart d'énergie existe, dû à une différence d'énergie interne à cet instant, celle-ci étant difficile à initialiser précisément. Toutefois, cet écart entre les courbes ne reste pas constant au cours du temps. Les débits et température d'entrée (en charge et en décharge) étant régulés de la même manière pour les trois options, ceci implique soit que les pertes thermiques ne sont pas les mêmes, soit que l'énergie chargée et déchargée n'est pas la même, soit une combinaison des deux.

Pour poursuivre cette analyse, la Figure 31 présente la comparaison des énergies contenues dans le fond bombé supérieur et le milieu poreux au cours du temps pour les trois mêmes essais. Cette fois l'énergie est calculée à partir des températures relevées par les capteurs en utilisant la méthode des volumes de contrôle exposée plus tôt (38).

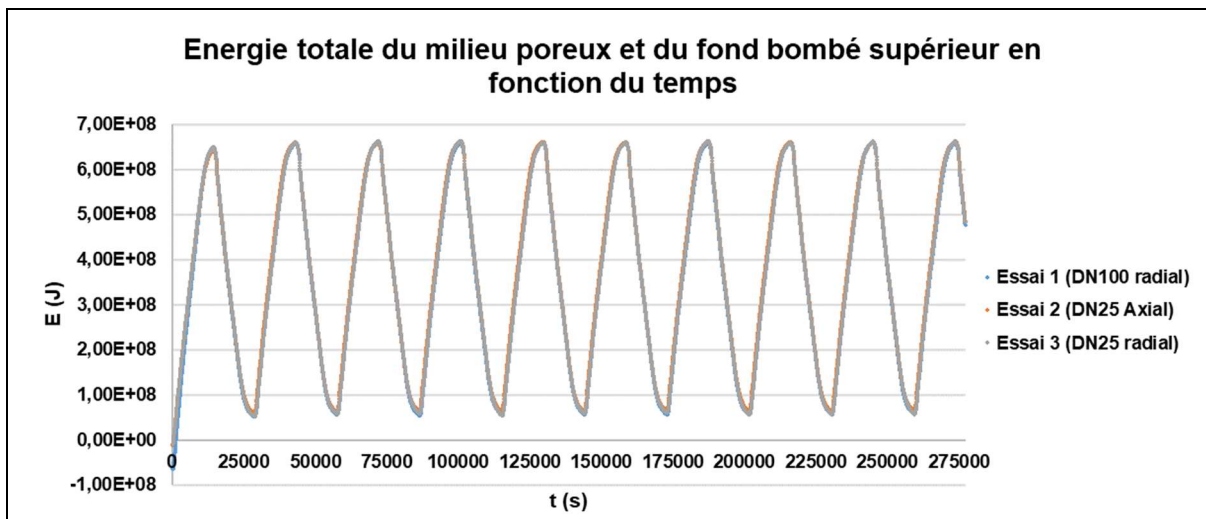
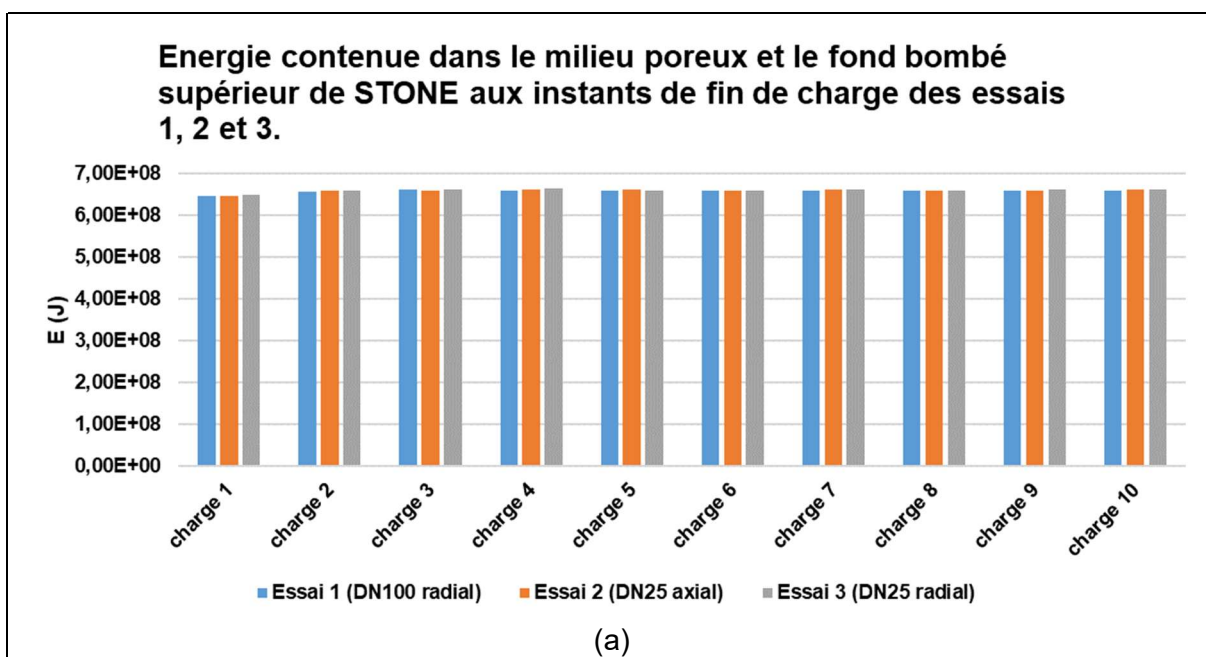


Figure 31 : comparaison de l'énergie contenue dans le milieu poreux et le fond bombé supérieur de STONE au cours du temps pour les essais 1, 2 et 3.

Après une première charge où la différence d'énergie initiale disparaît, les comportements des trois essais sont presque indiscernables. Toutefois, en utilisant cette méthode de mesure de l'énergie contenue dans les zones instrumentées du réservoir, il est possible de comparer l'énergie contenue à la fin de chaque charge et de chaque décharge, pour les trois options d'injection et de collecte du fluide. La Figure 32a compare les énergies contenues aux instants de fin des charges et la Figure 32b aux instants de fin des décharges.



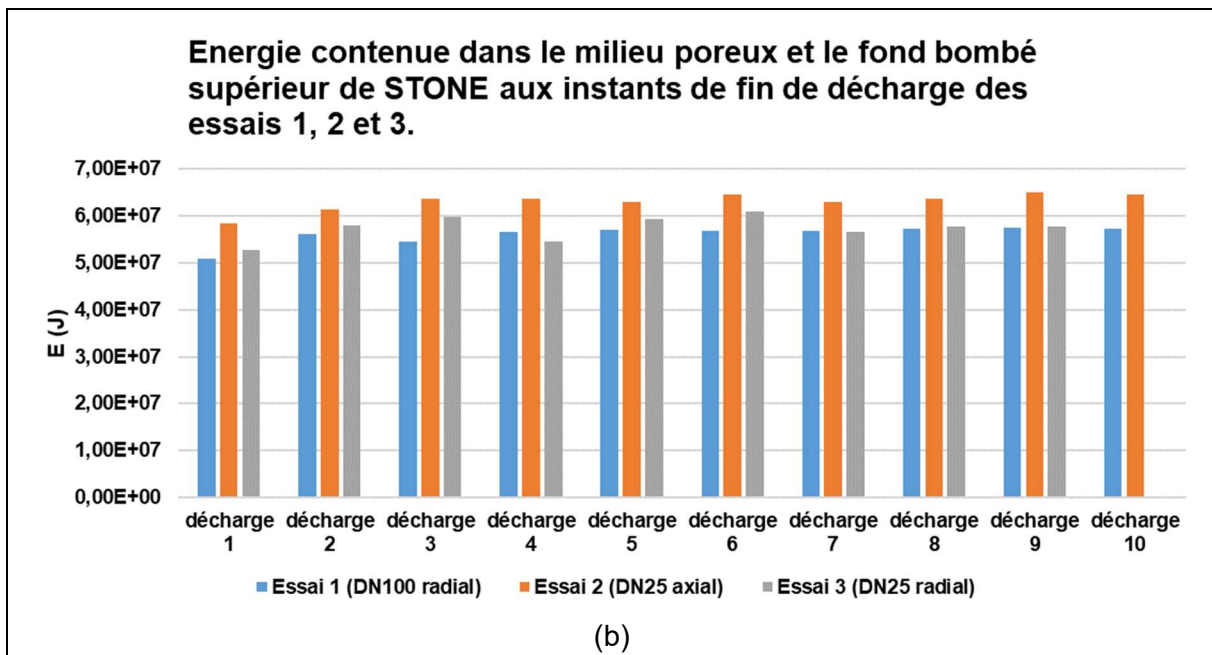


Figure 32 : comparaison des énergies contenues dans le milieu poreux et le fond bombé de STONE aux instants de fin de charge (a) et décharge (b) des essais N°1, 2 et 3.

La comparaison des énergies en fin de charge montre que cette quantité est quasiment constante d'une charge à l'autre, malgré une légère diminution au cours du temps, attribuable à l'épaississement du gradient thermique au cours des cycles, ce qui diminue la température moyenne du système en fin de cycle. L'essai 1 est presque toujours celui contenant le moins d'énergie en fin de charge mais il est difficile d'en tirer une hiérarchie nette des options de distribution du fluide ; par rapport à l'essai 1 les écarts d'énergie des autres essais en fin de charge se situent dans l'intervalle $[-2,4 \cdot 10^6 \text{ J} ; 5,1 \cdot 10^6 \text{ J}]$, soit -0,35 à 0,73 % de l'énergie maximum pouvant être contenue dans le milieu et le fond bombé supérieur réunis.

En revanche, la comparaison des énergies en fin de décharge fait apparaître clairement deux comportements.

Le premier, déjà cité, est l'augmentation générale de l'énergie contenue en fin de décharge au cours de l'avancée dans les cycles, dû à l'épaississement du gradient thermique. Tous les cycles ont la même durée mais avec l'épaississement du gradient thermique, celui-ci a de moins en moins le temps d'être évacué lors des décharges et une plus grande quantité d'énergie reste en fin de décharge.

Le second comportement mis en évidence est qu'il existe une influence manifeste de l'option de collecte du fluide sur la quantité d'énergie extraite en fin de charge. Par rapport à l'essai avec piquage radial de grand diamètre, l'essai avec piquage axial a systématiquement une énergie de fin de décharge plus élevée (entre $5,3 \cdot 10^6 \text{ J}$ et $9,0 \cdot 10^6 \text{ J}$, soit 0,76 à 1,3 % de l'énergie maximum des deux zones) ; moins d'énergie a donc été extraite, les énergies de fin de charge précédente étant beaucoup plus proches (la borne supérieure de différence en fin de charge correspond à la borne inférieure de différence en fin de décharge). Pour l'essai avec piquage radial de faible diamètre, toujours par rapport à l'essai avec piquage radial de fort diamètre, la comparaison n'est pas aussi claire, l'un ou l'autre ayant la plus grande énergie de fin de décharge selon les cycles (entre $-2,1 \cdot 10^6 \text{ J}$ et $5,2 \cdot 10^6 \text{ J}$ soit -0,30 à 0,75 % de l'énergie maximum pouvant être contenue dans le milieu et le fond bombé supérieur réunis).

En résumé, il la méthode d'injection du fluide semble avoir peu d'influence sur la charge de l'énergie, tandis que la méthode de collecte semble avoir une influence notable sur sa

décharge. La collecte axiale « en jet » apparaît moins efficace qu'une collecte radiale, surtout si celle-ci est de fort diamètre. Le diamètre des piquages de collecte radiale ne semble pas avoir d'influence nette sur la collecte.

Pour expliquer les différences observées, le comportement détaillé du système est étudié.

2.4.2 Influence du milieu libre

La Figure 33a présente les courbes d'énergie contenue dans le milieu poreux de STONE aux instants de fin de décharge des essais 1, 2 et 3. La Figure 33b présente l'énergie contenue dans le fluide du fond bombé supérieur aux mêmes instants.

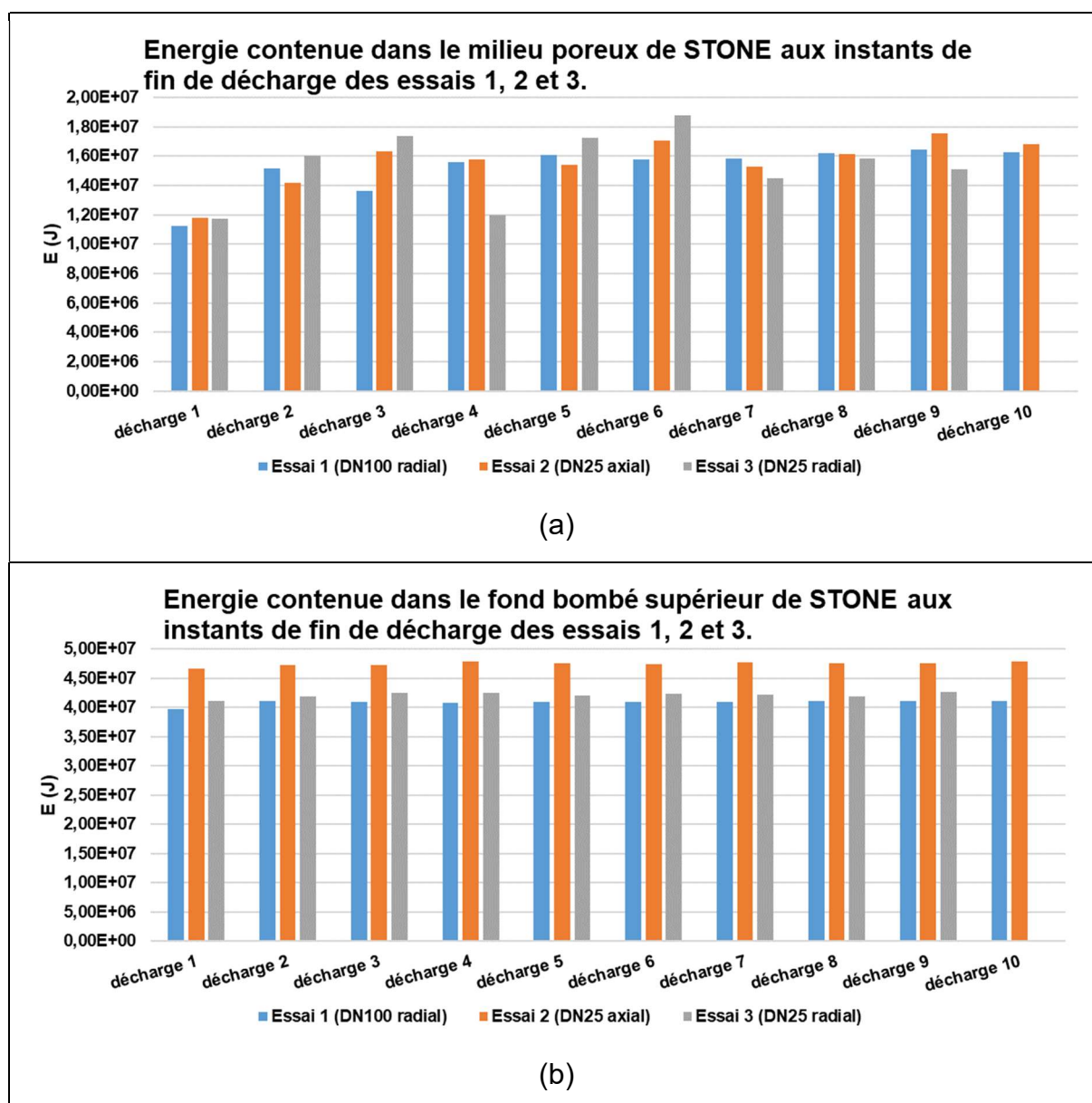


Figure 33 : comparaison des énergies contenues dans le milieu poreux (a) et le fond bombé (b) de STONE aux instants de fin de décharge des essais N°1, 2 et 3.

L'énergie de fin de décharge du milieu poreux ne montre pas de comportement constant d'un cycle à l'autre. La différence par rapport à l'essai 1 prend des valeurs entre $-1,0 \cdot 10^6$ et $2,7 \cdot 10^6$ J pour l'essai 2 et entre $-3,6 \cdot 10^6$ et $3,7 \cdot 10^6$ J pour l'essai 3, soit respectivement entre -0,16 et 0,43 % et entre -0,56 et 0,59 % de l'énergie maximum du milieu poreux de STONE. Ceci confirme le peu d'impact de la collecte du fluide sur la décharge de l'énergie du milieu poreux.

Pour l'énergie du fond bombé supérieur, l'influence de la collecte est en revanche très visible. Le piquage axial (essai N°2) laisse systématiquement plus d'énergie dans le fond bombé que le piquage radial de fort diamètre (essai N°1), la différence allant de $6,3 \cdot 10^6$ à $7,0 \cdot 10^6$ J. Cet intervalle de différence correspond à une part de l'énergie maximum du fond bombé entre 9,12 et 10,13 % et entre 0,91 et 1,01 % de l'énergie maximum cumulée du fond bombé et du milieu poreux. L'essai avec piquage radial de faible diamètre (N°3) laisse également systématiquement plus d'énergie dans le stockage en fin de décharge, de $0,9^{E6}$ à $1,6^{E6}$ J, soit entre 1,30 et 2,32 % de l'énergie maximum du milieu poreux ou entre 0,13 et 0,23 % de l'énergie maximum cumulée du fond bombé et du milieu poreux. Le diamètre de la collecte radiale a donc une influence sur la décharge du fluide, le fort diamètre s'avérant meilleur.

Ce suivi différencié de l'énergie des deux zones instrumentées du système montre que la différence d'énergie entre les options de collecte de fluide s'explique par le comportement du fond bombé supérieur. Alors que les différences entre les courbes sont très faibles pour le milieu poreux, l'énergie du fond bombé reste à un niveau nettement plus élevé pour l'essai 2 par rapport à l'essai 1 et légèrement plus élevé pour l'essai 3 comparé à l'essai 1. De plus la comparaison des ordres de grandeurs des différences d'énergie entre les essais pour le fond bombé, le milieu poreux et les deux combinés accreditte l'idée que cette première zone est responsable de la majorité de la différence d'énergie observée.

L'explication proposée est que l'injection et collecte axiale conduit à piéger une partie du fluide chaud dans le haut du fond bombé, celui-ci n'étant jamais déchargé, réduisant la quantité d'énergie totale mobilisable dans le système. Le même phénomène serait moins présent voir absent dans les injections et collectes radiales avec un effet du diamètre du piquage difficile à déterminer.

Pour valider cette hypothèse, les températures dans le fond bombé sont étudiées.

La Figure 34 présente l'évolution des températures le long de l'axe du fond bombé lors de la fin de la troisième décharge et du début de la charge suivante des essais 1, 2 et 3.

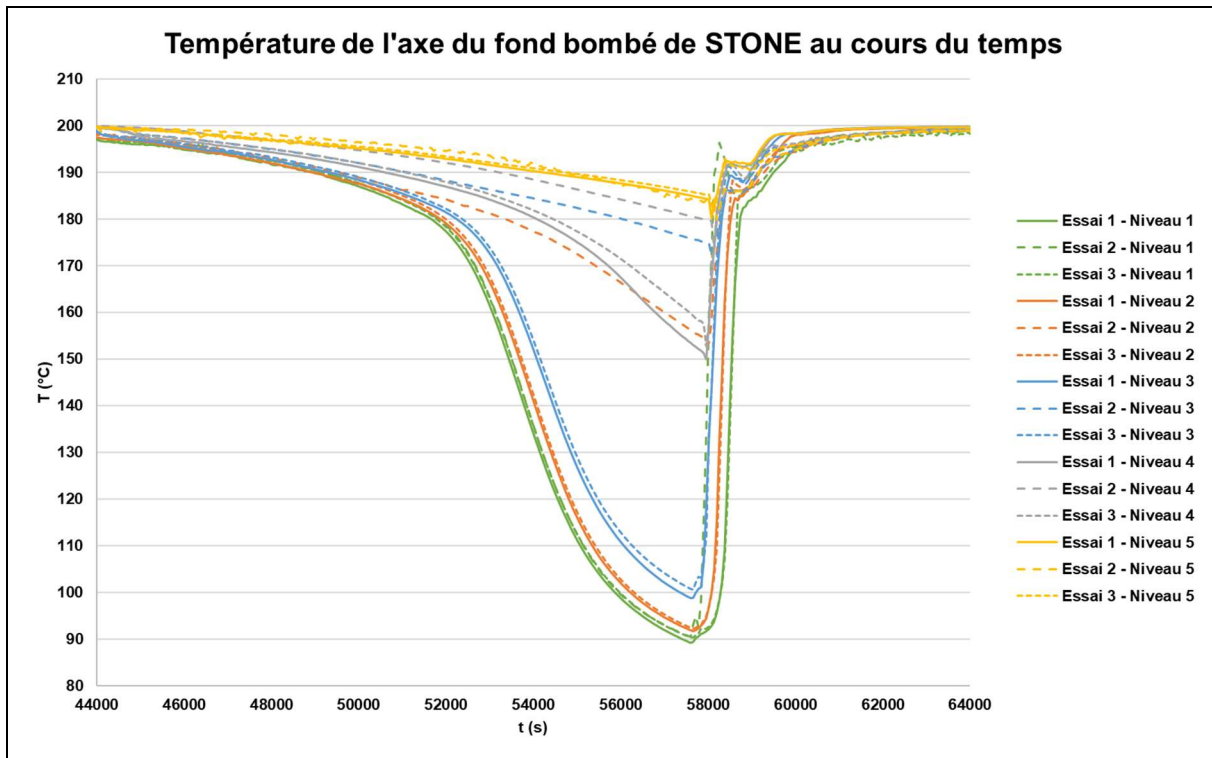


Figure 34 : températures des capteurs de l'axe du fond bombé supérieur de l'installation STONE pendant la fin de la deuxième décharge et le début de la charge suivante des essais 1 et 3. Tracés composés de segments de droites entre les points de mesures (1 toutes les 60 s).

Ces courbes de température montrent qu'au premier niveau (le plus bas) et pour les trois essais, la température baisse depuis la température maximum, de charge (200°C), presque jusqu'à la température minimum, de décharge (80°C). Ceci indique que proche de la frontière du milieu poreux l'injection et la collecte du fluide n'influence pas la mobilisation du fluide du milieu libre.

Pour le niveau 5, le plus élevé, l'injection et la collecte n'ont pas non plus d'influence majeure. Cette fois la température des trois essais ne descend que de 20 °C en dessous de la température de charge, ce qui indique qu'une zone de fluide à température élevée s'est formée en haut du fond bombé et y reste piégée.

En revanche, pour les niveaux intermédiaires, les trois essais ont des comportements distincts. Les températures de l'essai 2 (piquage axial) sont systématiquement supérieures à celles des essais 1 et 3. Par exemple pour le niveau 4 (le deuxième plus élevé), la baisse depuis la température maximum n'est que de 20 °C environ en fin de charge alors qu'elle atteint environ 50°C pour les autres essais. L'essai 3 (piquage radial de faible diamètre) a également des températures plus élevées que celles de l'essai 1 mais les différences sont beaucoup plus faibles.

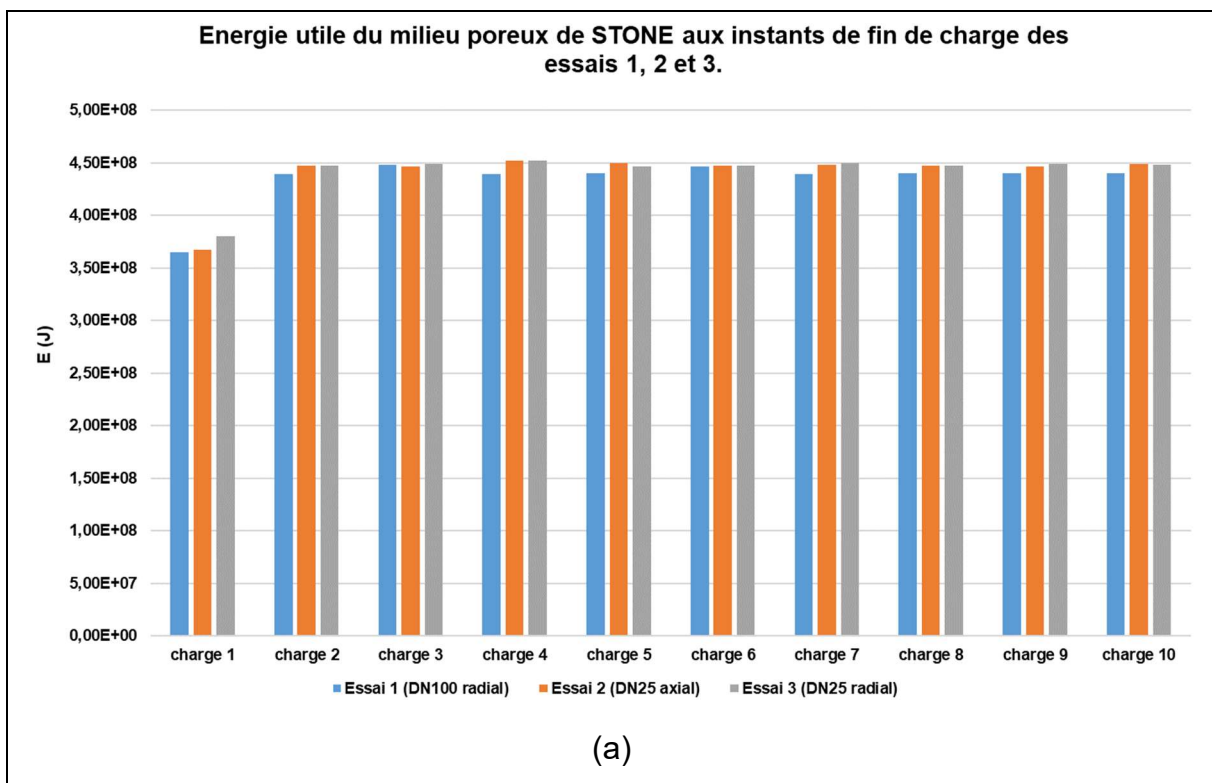
Il apparaît donc que les différentes options de collecte du fluide sont plus ou moins efficaces pour collecter le fluide du fond bombé supérieur : le piquage axial au raz du milieu poreux est très peu efficace et le système présente une épaisse zone depuis le haut du fond bombé où la température baisse peu après la première charge initiale. Les distributions radiales, à la frontière de la paroi, sont plus efficaces, le fort diamètre présentant un léger avantage sur l'inter-cycle présenté ce qui est l'inverse de ce que suggère le calcul d'énergie (Figure 32b), indiquant que des effets de courants radiaux difficiles à interpréter sont également à l'œuvre.

La distribution des fluides a donc une influence sur la capacité du système à utiliser le volume fluide contenu dans le fond bombé supérieur.

2.4.3 Etude de l'énergie utile

Il vient d'être montré que l'influence de l'injection et de la collecte du fluide, dans les conditions de cette campagne de test, est très faible sur la capacité du milieu poreux, qui porte la majorité de la capacité de stockage du système. Cette faible influence a été montrée en termes d'énergie totale c'est-à-dire sans tenir compte de la température du milieu qui porte cette énergie, donc de la qualité de l'énergie.

Les différentes options d'injection et de collecte du fluide doivent également être comparés en termes d'énergie utile, telle que définie précédemment (2.1.5.1) et toujours en considérant une température limite d'utilité égale à 190°C. La Figure 35 présente l'énergie utile calculée pour les essais N°1, 2 et 3 aux instants de fin de charge dans le milieu poreux supérieur et le fond bombé.



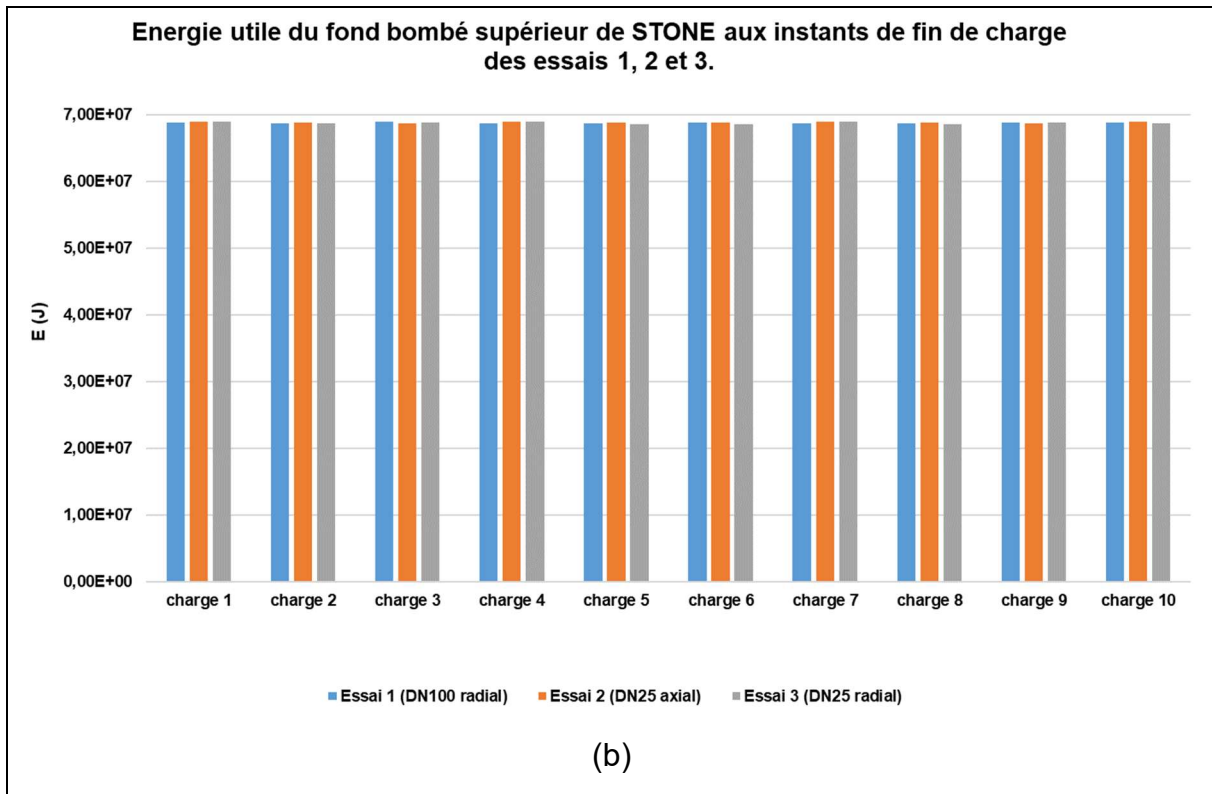


Figure 35 : énergie utile du milieu poreux (a) et du fond bombé supérieur (b) de l'installation STONE aux instants de fin de charge des essais N°1, 2 et 3.

En termes d'énergie utile en fin de charge, pour le milieu poreux, les différences des essais 2 et 3 par rapport à l'essai 1 sont presque toujours positives sans qu'un comportement récurrent puisse en être déduit. Ces différences vont de $-1,7 \cdot 10^6$ à $1,3 \cdot 10^7$ J pour l'essai 2 et de $0,6 \cdot 10^6$ à $1,5 \cdot 10^7$ J pour l'essai 3, ce qui représente respectivement de $-0,27$ à $2,08$ % et de $0,10$ à $2,40$ % de l'énergie maximum du milieu poreux. Ces valeurs peuvent être plus élevées que celles relevées en termes d'énergie totale mais il est difficile d'en conclure une influence de l'injection sur l'efficacité de la charge puisque cette différence ne semble pas suivre de comportement régulier d'un cycle à l'autre.

Pour le fond bombé, les différences d'énergie utiles sont encore plus dispersées et vont de $-0,3 \cdot 10^6$ à $0,3 \cdot 10^6$ J pour l'essai 2 par rapport à l'essai 1 et de $-0,2 \cdot 10^6$ à $0,2 \cdot 10^6$ J pour l'essai 3. Ces valeurs correspondent respectivement à entre $-0,04$ et $0,04$ % et entre $-0,03$ et $0,03$ % de l'énergie totale de la somme des énergies maximum du milieu poreux et du fond bombé supérieur (entre $-0,3$ et $0,3$ % et entre $-0,4$ et $0,4$ % de l'énergie maximum du fond bombé seul).

Il apparait nettement que ces valeurs de différences d'énergie dans le milieu poreux sont environ dix fois plus faibles que les différences d'énergie totales en fin de charge précédemment calculées. **Ce résultat montre que dans les conditions d'essai, si l'injection du fluide peut avoir un faible effet sur la capacité à charger de l'énergie, cet effet se concentre sur de l'énergie à température inférieure à la limite d'utilité choisie.**

A l'issue des décharges, l'énergie utile contenue dans le milieu poreux est nulle pour tous les cycles des trois essais. Ceci permet de considérer que les essais 1, 2 et 3 sont des essais avec « décharge complète » du milieu poreux, en termes d'énergie utile.

En revanche, pour le fond bombé cette l'énergie utile en fin de décharge n'est pas systématiquement nulle. La Figure 36 présente l'énergie utile calculée pour les essais N°1, 2 et 3 aux instants de fin de charge dans le fond bombé.

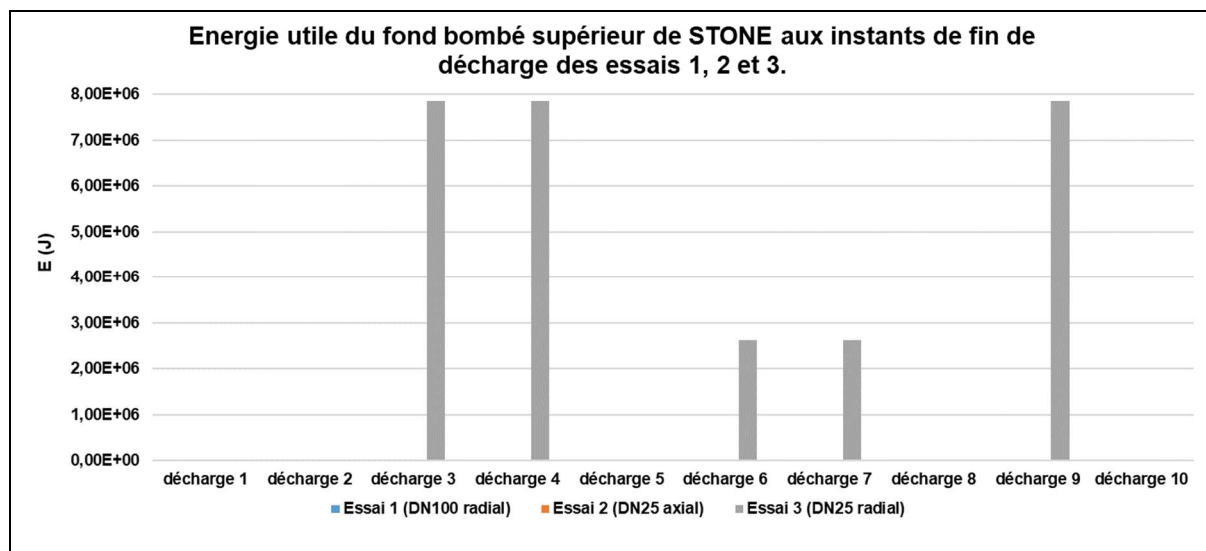


Figure 36 : énergie utile du fond bombé supérieur de l'installation STONE aux instants de fin de décharge des essais N°1, 2 et 3.

Il apparait que la collecte radiale de faible diamètre conduit à une quantité d'énergie utile collectée en fin de décharge plus faible que les deux autres options qui ont, elles évacuée toute cette énergie, ce qui explique l'absence de valeur sur la Figure 36. Les valeurs en jeu sont faibles mais non négligeables car pouvant atteindre $7,9 \cdot 10^6$ J soit 11,4 % de l'énergie maximum fond bombé supérieur et 1,14 % de l'énergie du fond bombé et du milieu poreux combinés. Ces valeurs sont largement supérieures aux différences maximums d'énergie totales entre les essais 3 et 1 précédemment trouvées qui n'excédaient pas 2,32 % de l'énergie du maximum du fond bombé et 0,23 % de l'énergie du milieu poreux et du fond bombé. **Ce résultat est important puisqu'il indique que le diamètre de la collecte radiale peut fortement modifier la qualité de l'énergie, à quantité d'énergie extraite quasiment constante.**

2.4.4 Influence de la vitesse du fluide

Comme indiqué précédemment (2.2.1), 6 essais ont été réalisés avec l'installation STONE. Les essais 4, 5 et 6 ont été effectués pour étudier l'influence de la vitesse du fluide sur les résultats précédents. Le débit massique utilisé a été divisé par 2 (ce qui conduit à réduire la vitesse globale du fluide), pour les mêmes conditions de température, et les temps de charge et de décharge ont été doublés dans l'objectif de conserver la même quantité totale d'énergie chargée et déchargée à chaque cycle. En raison de difficulté d'initialisation des essais, le premier cycle de chaque essai est ignoré.

En fin de charge, l'essai avec injection radiale de fort diamètre (N°7) a toujours légèrement plus d'énergie que les deux autres ; de $2,45 \cdot 10^6$ à $7,58 \cdot 10^6$ J, soit 0,35 à 1,09 % de l'énergie maximum du milieu poreux et du fond bombé supérieur. Ce résultat est donc le même que pour les premiers essais avec une quantité d'énergie totale chargée quasiment identique entre les cas.

En fin de décharge, en revanche, le comportement observé diffère par rapport aux premiers essais (Figure 37).

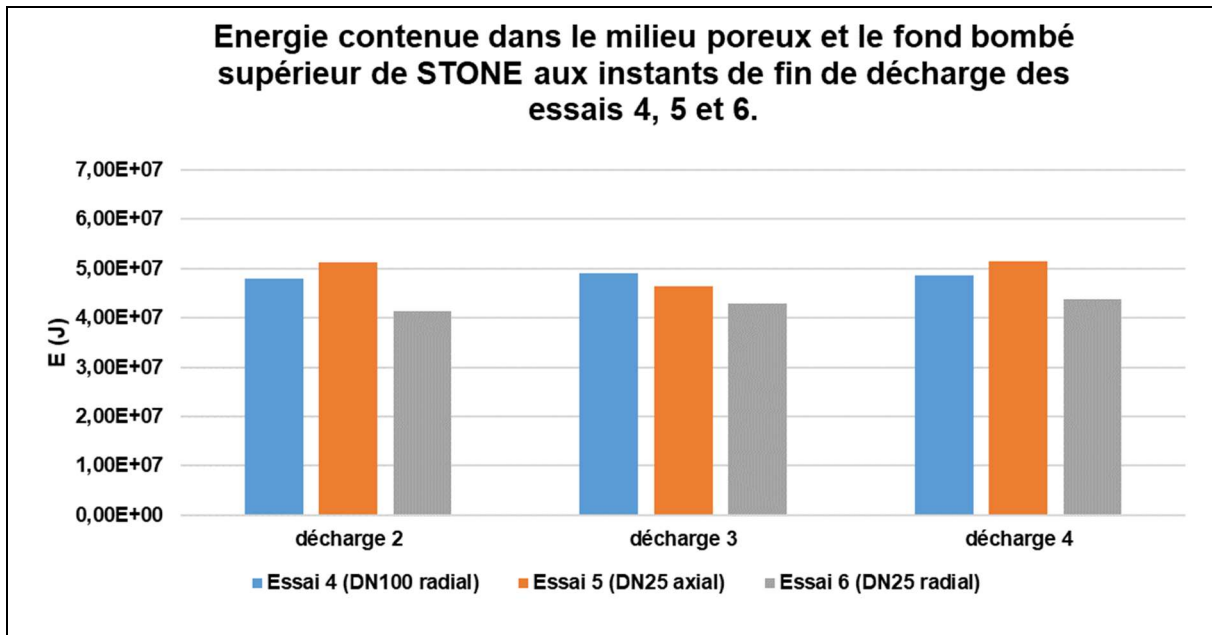


Figure 37 : comparaison des énergies contenues dans le milieu poreux et le fond bombé de STONE aux instants de fin de décharge des essais N°4, 5 et 6.

L'essai N°6 (piquage radial de faible diamètre) a toujours moins d'énergie que le N°4 (-0,70 à -0,94 % de l'énergie maximum), tandis qu'il n'existe pas de hiérarchie claire avec l'essai à piquage axial (N°5) avec une différence de -0,36 à 0,47 % de l'énergie maximum.

Alors que la collecte axiale était auparavant notablement désavantagée par rapport aux collectes radiales, elle est à présent sensiblement identique, ce qui suggère que le phénomène de capture d'une « bulle » de fluide chaud en haut du milieu poreux diminue en même temps que la vitesse du fluide.

La différence entre les deux essais radiaux qui est apparue est plus difficile à expliquer ; la collecte radiale de faible diamètre semble devenue plus efficace que celle de fort diamètre. **L'explication proposée est qu'avec la diminution de la vitesse, il deviendrait difficile pour le piquage de fort diamètre de mobiliser le fluide loin de sa position, ce que serait moins le cas pour les vitesses plus élevées du piquage de faible diamètre.**

L'observation séparée des énergies du milieu poreux et du milieu libre apporte des informations complémentaires (Figure 38).

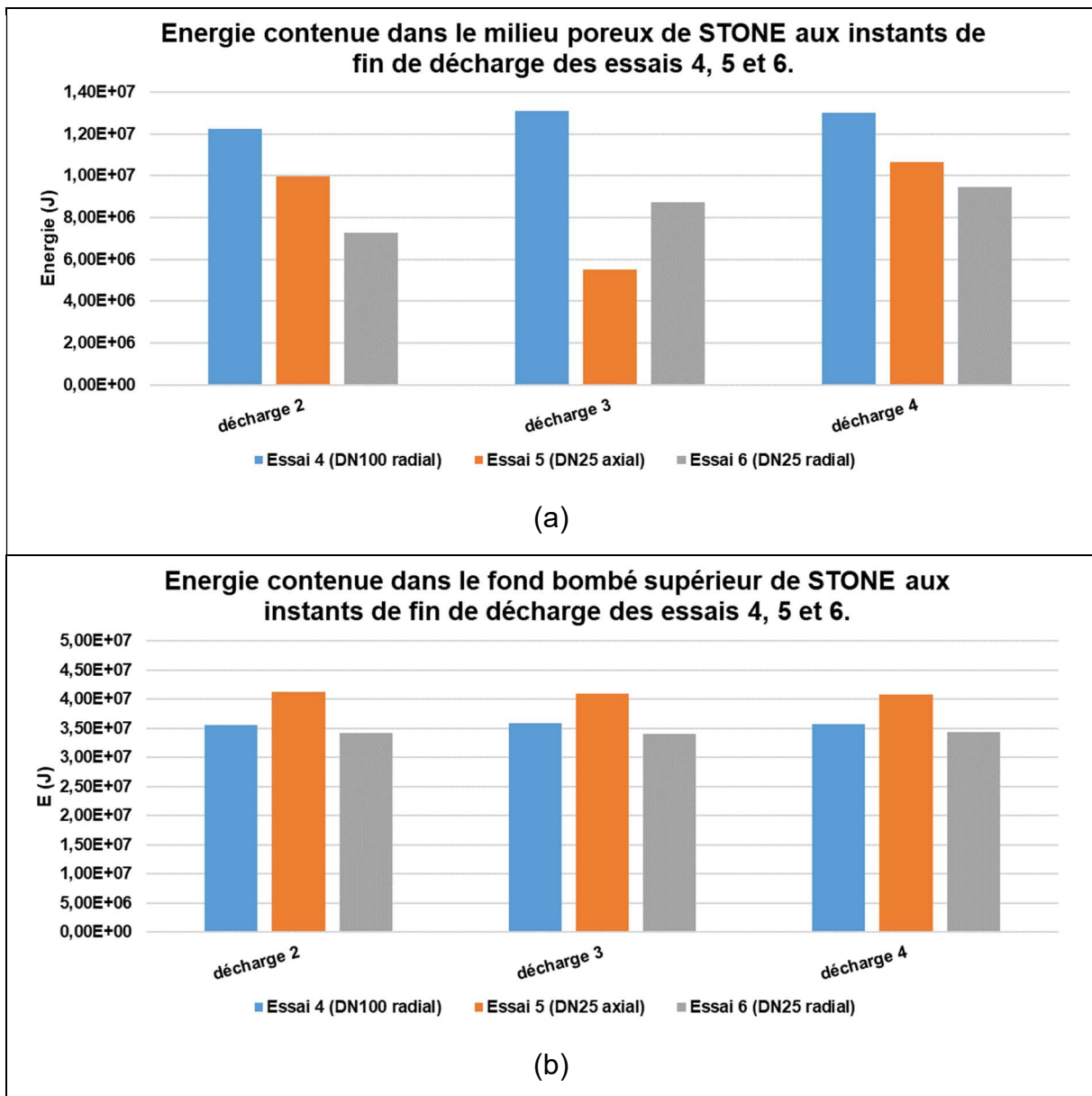


Figure 38 : énergie totale du milieu poreux (a) et du fond bombé supérieur (b) de l'installation STONE aux instants de fin de charge des essais N°1, 2 et 3.

La quantité d'énergie contenue en fin de décharge est systématiquement plus grande pour la collecte axiale et systématiquement plus faible pour la collecte radiale. Ces observations confirment l'analyse précédente pour la différence entre les collectes radiales mais contrairement à ce qui était suggéré, la collecte axiale semble toujours largement désavantagée par rapport aux deux autres.

Les énergies du milieu poreux montrent clairement que la quantité d'énergie totale contenue dans cette partie du réservoir n'est pas la même d'un essai à l'autre et que la collecte radiale de fort diamètre semble systématiquement conserver plus d'énergie. Toutefois, même si les différences d'énergie sont un peu plus élevées que précédemment ($-2,3 \cdot 10^6$ à $7,6 \cdot 10^6$ J contre $-1,0 \cdot 10^6$ à $3,7 \cdot 10^6$ J précédemment), elles restent très faibles devant l'énergie maximum du milieu poreux. Toutefois, le signe toujours identique des différences (sur un plus faible nombre de cycles) ainsi que leur ordre de grandeur identique à celui observé pour le fond bombé ont conduit, sur la comparaison globale, à masquer l'effet de la distribution axiale qui avait été précédemment observé.

Comme précédemment, l'énergie utile du système doit être également observée. La Figure 39 présente l'énergie utile contenue dans le milieu poreux et dans le fond bombé supérieur aux instants de fin de charges des essais N°4, 5 et 6.

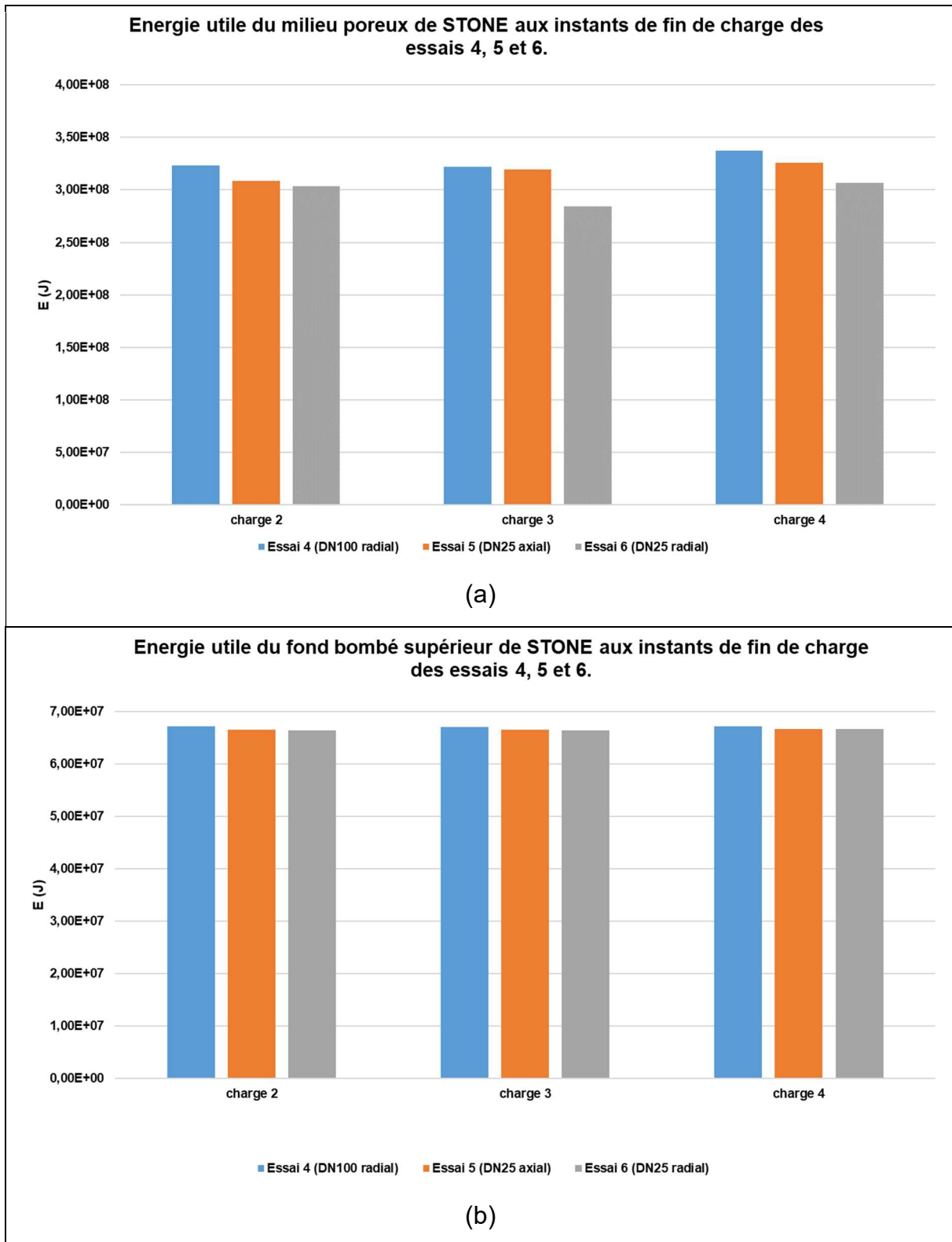


Figure 39 : énergie utile du milieu poreux (a) et du fond bombé supérieur (b) de l'installation STONE aux instants de fin de charge des essais N°4, 5 et 6.

Contrairement aux essais précédents, l'énergie utile du milieu poreux est toujours supérieure pour l'injection radiale de fort diamètre. Les différences vont de $-2,3 \cdot 10^6$ à $-1,45 \cdot 10^7$ J pour l'injection axiale et de $-1,97 \cdot 10^7$ à $-3,76 \cdot 10^7$ J pour l'injection radiale de faible diamètre (soit respectivement de -0,36 à -2,31 % et de -3,14 à -6 % de l'énergie maximum du milieu poreux). Ces valeurs sont plus élevées que pour les premiers essais et toujours du même signe mais il est difficile d'en tirer une conclusion, ce qui renforce la nécessité d'une étude plus approfondie.

Pour le fond bombé supérieur, l'énergie utile en fin de charge est également toujours supérieure pour l'injecteur radial de grand diamètre. La différence va de $-0,5 \cdot 10^6$ à $-0,7 \cdot 10^6$ J, ce qui équivaut à entre -0,7 et -1,0 % de l'énergie maximum du milieu libre. Ces niveaux d'énergie sont, comme précédemment, environ dix fois plus faibles que pour l'énergie totale et qu'à nouveau l'influence de l'injection sur le fond poreux se fait principalement sur de l'énergie de basse qualité.

Les énergies utiles de fin de décharge sont nulles pour toutes les cycles des trois essais. La différence d'énergie utile de la collecte radiale de faible diamètre par rapport aux deux autres a disparu. **Il est possible qu'à des vitesses plus élevées elle ait conduit à plus de mélange dans le milieu libre et que cet effet soit moins marqué pour des vitesses plus faibles.**

2.5 Synthèse des résultats de la campagne expérimentale

A l'issue de cette campagne expérimentale, plusieurs points apparaissent.

En premier lieu, il est apparu que l'influence de l'option d'injection et collecte du fluide sur le comportement du système est globalement faible dans les conditions d'expérience : de l'ordre de 1 % de l'énergie maximum stockable dans les zones instrumentées. Ce résultat est d'autant plus important que la comparaison est faite entre une injection/collecte quasiment parfaite (via le piquage radial de fort diamètre) et une injection/collecte présentant un fort effet de jet axial. Toutefois, comme cela était supposé, l'influence de l'injection/collecte du fluide n'est pas nulle.

Toutefois, si l'influence en charge est très faible (moins de 1 % de l'énergie maximum) et sans différence discernable entre les modes d'injection, le cas de la collecte du fluide en décharge est différent. Il apparaît clairement que suivant l'option de collecte choisie, la quantité d'énergie extraite à partir d'une quantité initialement contenue quasiment identique, est plus ou moins grande. La collecte radiale de grand diamètre s'avère plus efficace, presque indiscernable de la collecte radiale de petit diamètre (-0,3 à 0,75 % d'énergie de différence) tandis que la collecte axiale de petit diamètre est la moins efficace (-0,75 à -1,3 % d'énergie déstockée) Ces différences restent du même ordre de grandeur qu'en injection mais les comportements des différents modes de collecte sont assez clairement différenciés.

Le second résultat obtenu avec cette étude expérimentale est l'importance relative des fonds bombés sur le comportement global du système. L'étude de l'énergie contenue en fin de décharge dans le fond bombé et le milieu poreux a montré que le fond bombé était responsable de la différence d'énergie déchargée suivant la méthode de collecte du fluide et pouvait représenter jusqu'à 10,13 % de l'énergie maximum du milieu libre supérieur. L'observation des températures du fond bombé en fonction de la hauteur a permis de déduire que la collecte axiale du fluide au raz du milieu poreux crée un volume de fluide inutilisable dans le haut du fond. Une fois chargé une première fois, cette zone reste à température élevée et piège une quantité d'énergie qui ne peut être déchargée. Cet effet s'observe également, dans une plus faible mesure pour la collecte radiale de faible diamètre par rapport à celle de fort diamètre.

Dans le cas de l'installation STONE ceci s'avère important puisque la capacité de stockage des fonds bombés n'est pas négligeable devant celle du milieu poreux. En revanche, sur une

installation de plus grande taille, il est probable que l'importance relative des milieux libre soit plus faible.

L'étude de l'énergie utile a montré que la distribution du fluide avait un effet bien plus faible sur la qualité de l'énergie chargée que celui observé sur la quantité totale d'énergie. Cette étude a en revanche montré qu'en décharge, alors que la collecte axiale à fort effet de jet et la collecte radiale de fort diamètre parvenaient à extraire la totalité de l'énergie utile contenue, la collecte radiale de faible diamètre en extrayait une quantité notablement plus faible pour certains cycles.

La vitesse du fluide semble avoir un certain impact sur les résultats précédents, particulièrement sur ceux du milieu libre. Toutefois le faible nombre de données produites à ce sujet rend difficile d'en tirer des conclusions et des études complémentaires seraient nécessaires.

En conclusion, cette campagne expérimentale a permis d'obtenir de premiers résultats intéressants concernant l'influence de l'injection et collecte des fluides dans un système de stockage thermique dual-media à granulométrie multiple, qui n'est pas si importante qu'on aurait pu le craindre mais qui est suffisamment visible pour que son étude pour un cas industriel justifie le développement du modèle numérique présenté par la suite. Il est également intéressant de comprendre pourquoi l'injection et la collecte semblent avoir une influence aussi faible sur le stockage thermique dans le milieu poreux. Ceci permet d'orienter les prochaines étapes numériques de cette étude.

Chapitre 3 : Modèle numérique

3.1 Développement d'un modèle physique

Comme exposé précédemment au Chapitre 1, le comportement thermohydraulique d'un système de stockage de chaleur sensible dual-media a déjà été étudié dans la littérature scientifique et des réalisations de taille industrielle ont été construites. En revanche, la question de la distribution des fluides dans ce type de système a été assez peu traitée.

Plusieurs modèles numériques ont été développés mais la distribution de fluide est souvent idéalisée ou non traitée. Aucun d'entre eux ne permet d'étudier cette question dans le cas d'une granulométrie multiple du milieu poreux avec des comportements thermiques distincts pour les différentes phases solides.

Ceci motive le développement d'un modèle physique et numérique propre à cette étude. Ce modèle devra être capable de représenter de façon suffisamment précise les phénomènes physiques intervenant, tout en restant raisonnablement simple pour que la résolution numérique reste possible dans un temps acceptable.

La technologie de stockage de l'installation STONE, décrite au Chapitre 2, est choisie pour l'étude. Elle servira de référence au développement du modèle, ce qui permettra également d'en utiliser les résultats expérimentaux pour le valider.

Les généralités concernant l'étude bibliographique des modèles pour l'étude numérique de stockages thermiques régénérateurs dual-media ont déjà été présentées au Chapitre 1. Les paragraphes suivants présentent plus en détails les choix effectués par les auteurs pour modéliser les différents phénomènes physiques pris en compte.

3.1.1 Corpus d'étude

La littérature scientifique du domaine du stockage thermique sensible mono-cuve dual-media a été parcourue pour constituer un corpus, utilisé pour définir l'état de l'art de la modélisation numérique de ce type de système. Plusieurs modèles jugés importants sont présentés plus en détail dans la suite de ce chapitre.

3.1.2 Mécanique

Dans tous les articles étudiés, la représentation de l'écoulement d'un fluide dans un milieu poreux granulaire est effectuée par la méthode des « volumes finis », dans laquelle le domaine modélisé est découpé en volumes de calcul à l'intérieur de chacun desquels toutes les grandeurs physiques seront considérées comme constantes à un instant donné. Ceci signifie que la physique des différentes phases en présence est représentée par des lois intégrées sur un volume et non par l'interaction de particules de solide et de fluide. Dans cette représentation, ce sont donc les pertes de pression et les forces d'Archimède qui régissent le comportement mécanique du fluide, c'est-à-dire son écoulement et donc sa distribution dans le milieu poreux.

Un paramètre important pour l'étude des milieu poreux est la porosité, c'est-à-dire la part du volume poreux occupé par le fluide. Dans le cas d'un milieu granulaire dont la granulométrie est considérée comme multiple, il est possible de définir deux types de porosités.

- La porosité totale, qui est la part de volume du fluide sur le volume total de milieu granulaire ;
- La porosité d'une phase solide donnée (définie par une granulométrie donnée), qui est la part de volume du fluide dans un volume de milieu ne contenant que des particules d'une certaine taille (et éventuellement plus fines), dans un pore formé par les

particules de plus grande taille. Les équations (3.1) et (3.2) donnent la formule de ces deux porosités pour un cas à deux granulométries (gravier et sable).

$\varepsilon_{tot} = \left[\frac{V_f}{V_{tot}} \right]_{milieu\ complet} = \left[\frac{V_f}{V_{sa} + V_{gr}} \right]_{milieu\ complet}$	(3.1)
$\varepsilon_{sa} = \left[\frac{V_f}{V_{sa}} \right]_{zone\ sans\ gravier}$	(3.2)

Dans le corpus étudié, un grand nombre des modèles proposés utilise la corrélation d'Ergun [34] pour le calcul des pertes de pression. Cette corrélation, datant de 1952 et faisant référence dans la littérature, est présentée dans sa forme complète et générale dans l'équation (3.3).

$\frac{\Delta P}{l_{poreux}} = 150 * \mu_f * \frac{(1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon_{tot}^3} * \frac{u_{sup}}{d_p^2} + 1,75 * \rho_f * \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon_{tot}^3} * \frac{u_{sup}^2}{d_p}$	(3.3)
---	-------

Le terme en « μ » de l'équation d'Ergun représente la participation de la viscosité du fluide aux pertes de pression, tandis que le terme en « ρ » est le terme inertiel. La porosité utilisée est celle du milieu dans son ensemble (porosité totale). Dans la plupart des études, le milieu granulaire est moyenné et la question des différentes granulométries n'est pas traité.

Les modèles n'utilisant pas la corrélation d'Ergun dans sa forme originale en utilisent souvent des versions modifiées pour s'adapter au cas étudié. Par exemple, Szekely et Poveromo [35] négligent le terme visqueux, l'écoulement considéré ayant une vitesse suffisamment élevée.

La version proposée par Bruch et al. [21] adapte la corrélation à un milieu poreux à deux granulométries, comme celui de l'installation STONE, en considérant que la porosité à prendre en compte est celle de la phase fine mais en conservant la porosité totale pour le calcul de la vitesse physique, c'est-à-dire la vitesse réelle dans les pores du milieu et non la vitesse superficielle, moyennée sur la section de passage. Cette version adaptée est présentée dans l'équation (3.4).

$\frac{\Delta P}{l_{poreux}} = 150 * \mu_f * \frac{(1 - \varepsilon_{sa})^2}{\varepsilon_{sa}^2} * \frac{u_{sup}}{\varepsilon_{tot} * d_p^2} + 1,75 * \rho_f * \frac{1 - \varepsilon_{sa}}{\varepsilon_{sa}} * \frac{u_{sup}^2}{\varepsilon_{tot}^2 * d_p}$	(3.4)
---	-------

La version de la corrélation d'Ergun proposée par Wang et al. [32] ne diffère que par la valeur des constantes des termes visqueux et inertiel.

L'article de revue d'Erdim et al. [36] évalue et compare trente-huit corrélations de calcul des pertes de charge dans des milieux poreux. Les auteurs proposent une nouvelle corrélation, représentative des données étudiées, présentée dans l'équation (3.5).

$\frac{\Delta P}{l_{poreux}} = \left(160 + 2,81 * \left(\frac{Re_{sup}}{1 - \varepsilon_{tot}} \right)^{0,904} \right) * \frac{\mu_f * u_{sup}}{d_p^2} * \frac{(1 - \varepsilon_{tot})^2}{\varepsilon_{tot}^3}$	(3.5)
---	-------

Dans la plupart des cas, les milieux poreux étudiés sont considérés comme homogènes et isotropes et la porosité apparaissant dans les corrélations est donc une constante. Des lois de variation radiale de porosité peuvent toutefois être utilisées, par exemple celle présentée par Cascetta et al. [19], tirée de White et Tien [37] (équation (3.6)).

$\varepsilon_{tot}(r) = \varepsilon_{tot,inf} \left(1 + \frac{1 - \varepsilon_{tot,inf}}{\varepsilon_{tot,inf}} * \exp \left(-6 * \frac{r_{tot} - r}{d_p} \right) \right)$	(3.6)
--	-------

Il existe également un exemple de prise en compte de la variation axiale de la porosité dans le modèle de Zanganeh et al. [38] qui proposent d'utiliser une loi quadratique décroissante avec la hauteur du milieu poreux.

Enfin, Szekely et Poveromo [35] étudient des milieux poreux constitués de différentes zones adjacentes aux porosités constantes mais différentes, avec des valeurs spécifiques assignées aux frontières entre les zones et avec les parois.

3.1.3 Thermique

3.1.3.1 Echanges fluide/solide

Le phénomène thermique le plus important à modéliser pour le stockage de chaleur dual-media est l'échange entre le fluide et les solides du milieu poreux. En effet, l'énergie est transportée par le fluide mais la majorité de la capacité de stockage est située dans la partie solide qui porte par exemple 79 % de la masse thermique dans le cas de STONE.

La corrélation la plus commune pour le calcul de l'échange de chaleur entre le fluide et la phase solide d'un milieu poreux est celle proposée par Wakao, Kaguei et Funazkri [39], [40] (équation (3.7)). Basée sur une analogie avec le transfert de masse, cette corrélation est déterminée à partir de données expérimentales. Elle ne prend pas en compte d'échange par radiation et n'est donc en général utilisée que pour des situations où cet effet est négligeable, c'est-à-dire avec un fluide transparent ou avec des températures suffisamment peu élevées.

$Nu = \frac{k_{surf} * d_{eq,A}}{\lambda_f} = 2 + 1.1 * Pr^{1/3} * Re_{sup}^{0.6}$	(3.7)
--	-------

Dans la thèse d'Esence [28], cette corrélation, développée pour un milieu granulaire à une seule taille de grain, est appliquée dans le cas de la double granulométrie du milieu poreux de STONE pour l'échange entre le fluide et les solides de petite taille. Ceci revient à considérer que, dans l'interstice délimité par plusieurs solides de grande taille, l'échange entre le fluide et les solides de petite taille est le même que dans un milieu poreux à une seule granulométrie.

Dans le cas d'un écoulement à bas nombre de Reynolds et à nombre de Péclet très supérieur à 1, Zanganeh et al. [38] utilisent la corrélation de Pfeffer [41] (équations (3.8) et (3.9)).

$k_{surf} = 1,26 * \left(\frac{1 - (1 - \varepsilon)^{5/3}}{Pf} \right)^{1/3} * (Cp_f * \dot{m}_f)^{1/3} * (\lambda_f / d_p)^{2/3}$	(3.8)
--	-------

$Pf = 2 - 3 * (1 - \varepsilon_{tot})^{1/3} + 3 * (1 - \varepsilon_{tot})^{5/3} - 2 * (1 - \varepsilon_{tot})^{6/3}$	(3.9)
--	-------

Dans tous les cas, lorsque le coefficient d'échange thermique entre le fluide et les particules solides est donné sous forme surfacique « k_{surf} », il doit être multiplié par la densité de surface d'échange entre fluide et solide afin d'obtenir un coefficient volumique. Dans un milieu homogène, cette densité est le rapport entre la surface totale des particules solides et le volume total où a lieu l'échange.

3.1.3.2 Diffusion à l'intérieur des phases

Dans la plupart des modèles rencontrés, la conduction thermique est prise en compte au travers de termes de conductivité, ou diffusivité effective pour tenir compte des deux phases en présence.

La méthode la plus simple consiste à pondérer la conductivité des matériaux par la fraction volumique de la phase correspondante à l'intérieur du milieu poreux, comme suggéré par les travaux de Zehner et Schlünder [42] d'après Esence [28]. Ceci permet de tenir compte du fait que l'énergie thermique ne peut pas se diffuser par conduction sur l'intégralité de la section de passage du milieu poreux, à l'intérieur d'une phase et ce dans toutes les directions. Cette approche est par exemple choisie dans le modèle 2D-axisymétrique d'Andreozzi et al. [43] prévu pour un fluide gazeux et divers matériaux poreux.

Lu et al. [44], distribuent la conductivité entre les deux phases grâce aux travaux d'Ismail et Stuginsky Jr. [45] (équations (3.10) à (3.12)) :

$\Lambda_{eff,f} = 0,5 * \lambda_f * Pr * Re$	(3.10)
$\Lambda_{eff,s} = \lambda_f * (\lambda_s / \lambda_f)^{Lu}$	(3.11)
$Lu = 0,28 - 0,757 * \log(\varepsilon_{tot}) - 0,057 * \log(\lambda_s / \lambda_f)$	(3.1)

Une autre approche possible est celle de Flueckiger et Garimella [46] qui utilisent un coefficient de porosité global dans l'équation du fluide, tenant compte de la présence des solides, selon Gonzo [47] (équations (3.13) et (3.14)) :

$\Lambda_{eff,f} = (1 + 2 * \beta * (1 - \varepsilon_{tot}) + (2 * \beta^3 - 0,1 * \beta) * (1 - \varepsilon_{tot})^2 + 0,05 * \exp(4,5 * \beta) * (1 - \varepsilon_{tot})^3) * \frac{1}{1 - \beta * (1 - \varepsilon_{tot})}$	(3.23)
$\beta = (\lambda_s - \lambda_f) / (\lambda_s + 2 * \lambda_f)$	(3.14)

A l'inverse, Zanganeh et al. [38] intègrent la diffusivité effective dans l'équation de conservation de la chaleur du solide poreux en tenant compte des échanges par conduction et radiation.

3.1.3.3 Parois et pertes thermiques

Les pertes thermiques ne sont pas toujours prises en compte, les limites du milieu poreux étant parfois considérées comme adiabatiques.

Les parois des réservoirs de stockage étudiés ne sont pas toujours modélisées et peuvent apparaître comme de simples résistances thermiques.

Lu et al. [44] calculent un coefficient surfacique de pertes à la paroi à partir de l'épaisseur et de la conductivité thermique de l'isolant présent dans le cas d'application de leur modèle.

Bruch et al.[21], pour leur modèle 1D, utilisent un coefficient de transfert global volumique entre l'huile et l'extérieur qui prend en compte :

- La résistance d'une couche d'isolant ;
- La résistance de convection interne basée sur le coefficient volumique de transfert convectif utilisé dans le milieu poreux ;
- La résistance de convection externe, calculée selon Lienhard et Lienhard [48] (équation (3.15)) :

$Nu = 0,664 * Re^{1/2} * Pr^{1/3}$	(3.35)
------------------------------------	--------

Un autre modèle pseudo-1D, celui de la thèse d'Esence [28], modélise la paroi au travers de sa propre équation de la température. L'échange entre l'extérieur de la paroi et le milieu ambiant, tenant compte d'une couche d'isolant et de la convection externe est obtenue empiriquement.

3.1.4 Résolution numérique

Dans la presque totalité des études considérées, le modèle physique est utilisé via le logiciel commercial ANSYS-FLUENT. Ce logiciel fait référence dans la littérature, étant très utilisé pour l'étude de tous types de problème industriel de thermohydraulique, en particulier dans le domaine du stockage de chaleur sensible régénérateur dual-media.

Ce logiciel propose un module interne pour la simulation des milieux poreux, décrit au paragraphe 3.2.2. Il permet également l'utilisation de fonctions définies par l'utilisateur, c'est-à-dire du code supplémentaire fonctionnant en interaction avec le logiciel.

Quelques exceptions à l'utilisation de ce logiciel existent ; le support n'est pas toujours précisé mais il existe au moins un programme en langage C [49] et un modèle développé sous environnement Matlab [28].

Il ne semble pas exister de règle dans la littérature concernant la manière de mailler le volume de calcul. Aucune des études considérées ne présente de lien entre la taille ou la forme des mailles et les caractéristiques du milieu poreux.

Il n'existe pas non plus de consensus concernant les schémas numériques de résolution, ni concernant les schémas de discrétisation.

3.2 Description du modèle

3.2.1 Hypothèses physiques

A partir de l'étude de la bibliographie et en particulier du modèle développé dans la thèse d'Esence [28], plusieurs hypothèses physiques sont retenues pour le développement du modèle.

Le fluide, la phase granulaire fine, la phase granulaire grossière et la paroi auront des comportements thermiques distincts. Le modèle d'Esence postule qu'une meilleure précision est obtenue en séparant les comportements thermiques des deux tailles de particules. Cette hypothèse se justifie par le fait que la phase granulaire fine peut être considérée comme thermiquement mince vis-à-vis du fluide, mais pas la phase granulaire grossière. En revanche, contrairement à ce cas et pour des raisons de formulation exposées plus loin, la phase fine est thermiquement distincte du fluide.

Le sable, constituant la phase fine du milieu poreux, est considéré comme constitué de grains sphériques et thermiquement minces. En revanche le gravier constituant la phase grossière n'est ni considéré comme sphérique, ni thermiquement mince. Ces hypothèses sont les mêmes que dans le modèle d'Esence et se basent sur l'observation visuelle des particules solides et sur l'estimation de leur nombre adimensionnel de Biot « Bi ».

Contrairement au modèle de référence, aucune diffusion thermique n'est considérée à l'intérieur des phases solides. Cette simplification *a priori* est effectuée en considérant que les surfaces de contact entre solide sont faibles et rendent la conduction thermique négligeable devant le transfert par convection via le fluide.

Aucun échange thermique n'est modélisé entre les deux phases solides granulaires, à nouveau du fait de la faible surface de contact entre les solides.

Seule la phase fluide du milieu poreux échange thermiquement avec la paroi du réservoir. Encore une fois, la faible surface d'échange entre les solides et la paroi permet de justifier à priori cette hypothèse.

Aucun échange radiatif n'est modélisé. Les températures les plus hautes atteignables dans l'application envisagée du type de stockage étudié sont de l'ordre de 300 à 400°C. A ces températures, les échanges radiatifs sont négligeables devant les autres modes de transfert thermique.

L'influence mécanique de chacune des phases solides n'est pas modélisée indépendamment. Les pertes de charges résulteront donc de la contribution combinée des deux phases solides.

Le milieu poreux est considéré comme homogène et isotrope. Cette hypothèse permet de simplifier fortement le problème en rendant inutile toute variation spatiale des propriétés physiques des matériaux, hors variations dues à la température.

3.2.2 Méthodes de développement

Le premier choix de développement effectué est de sélectionner l'outil numérique FLUENT pour la résolution. Comme indiqué précédemment (3.1.4), ce logiciel comporte de multiples avantages mais impose un formalisme particulier. La formulation des équations résolues n'est pas entièrement libre.

Comme indiqué précédemment, le logiciel FLUENT propose un modèle de milieu poreux permettant la modélisation d'un écoulement de fluide avec la prise en compte des phénomènes d'échange de chaleur.

L'influence mécanique du milieu poreux est prise en compte comme une perte de quantité de mouvement dans l'équation de conservation de la quantité de mouvement d'un fluide libre (équation (1.2)). Cette perte de charge prend la forme de l'équation d'Ergun (équation (3.1)) avec un coefficient de perte inertielle et un coefficient de perte visqueuse.

Pour les comportements thermiques, deux possibilités existent :

Soit le solide est à l'équilibre thermique avec le fluide et il est représenté par un terme de capacité thermique dans l'équation de conservation de la chaleur du fluide. Les rôles respectifs de phases sont pris en compte en pondérant les termes concernés par les fractions volumiques.

Soit le solide n'est pas à l'équilibre thermique avec le fluide et il est représenté par sa propre équation de conservation de la chaleur. Dans les deux équations les termes sont pondérés par les fractions volumiques. Les deux équations échangent via un terme d'échange thermique

dépendant de la différence locale de température entre les phases et d'un coefficient multiplicateur précisé par l'utilisateur.

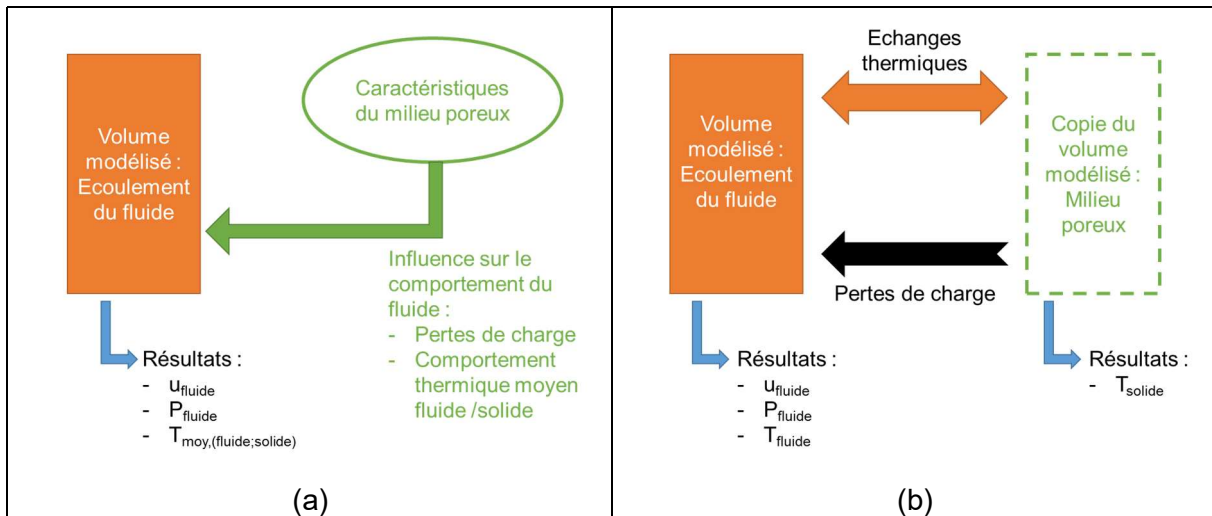


Figure 40 : schéma de principe du modèle de milieu poreux du logiciel FLUENT : option d'équilibre thermique (a) et de non-équilibre thermique (b).

Cette formulation n'est pas adaptée à la forme du modèle souhaité puisqu'elle impose que tout le comportement thermique de la partie solide du milieu poreux soit porté par une seule équation de conservation de la chaleur, ce qui empêche de modéliser deux phases solides poreuses mélangées.

L'approche choisie pour contourner cette limite est l'emploi d'un « fantôme thermique » et des fonctions de personnalisation du logiciel.

Dans un premier temps, un matériau solide fictif, dont la capacité thermique est nulle est déclaré dans le modèle de milieu poreux de FLUENT en choisissant l'option d'équilibre thermique entre le fluide et le solide. Du fait de sa masse thermique nulle, le solide ne peut plus contenir d'énergie et n'a donc plus d'influence thermique sur le système. En revanche, il peut toujours être utilisé pour résoudre le comportement mécanique en créant les pertes de charge et permet de réduire la fraction volumique de fluide au travers de la porosité globale du milieu poreux.

Dans un second temps, des options permettent d'ajouter au problème de nouveaux champs scalaires portés par le fluide ; des équations de conservation de grandeurs supplémentaires du fluide sont alors résolues. En ajustant les valeurs des coefficients des différents termes, il est possible de transformer ces nouvelles équations du fluide en équations de conservation de la chaleur pour des solides poreux. En particulier le terme de transport est annulé. A l'aide de fonction personnalisée par l'utilisateur, des termes puits et source sont ajoutés pour représenter les échanges thermiques entre phases.

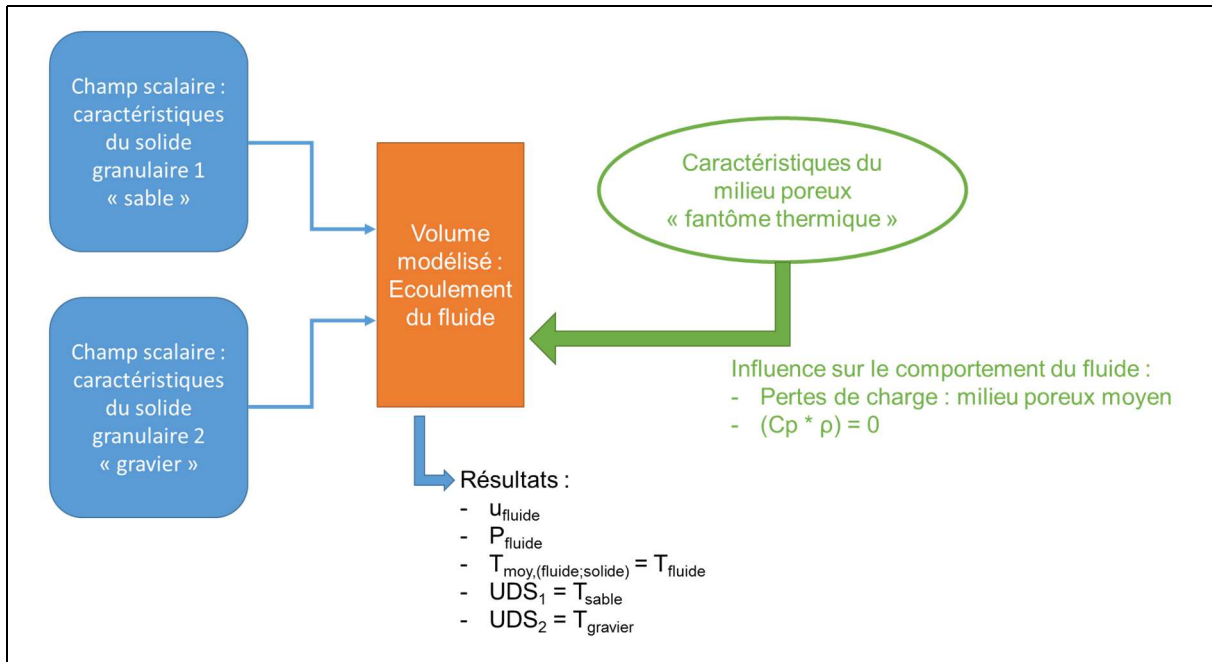


Figure 41 : schéma de principe du modèle de milieu poreux modifié dans le logiciel FLUENT pour tenir compte des comportements thermiques distincts des deux phases solides granulaires.

Du point de vue des équations décrites précédemment, cela signifie que les équations de conservation de la masse (équation (1.1)) et celle de conservation de la quantité de mouvement (équation (1.2)) font bien référence au solide poreux du logiciel, mais que les équations de conservation de la chaleur sont modifiées.

Dans l'équation de conservation de la chaleur du fluide (équation (1.3)), le terme d'échange avec le solide est nul puisque le fluide est à l'équilibre avec le solide du logiciel. Deux autres termes d'échange représentent l'échange avec chacune des deux phases solides poreuses en tenant compte de l'écart de température et de la densité volumique de surface d'échange, fonction des fractions volumiques. Les équations de conservation des champs scalaires définis par l'utilisateur (« User Defined Scalars ») sont chargées de représenter les équations de conservation de la chaleur des phases solides (équations (1.4) et (1.5)).

3.2.3 Equations

En tenant compte des hypothèses retenues au paragraphe 3.2.1 et des contraintes de développement du paragraphe 3.2.2, le système d'équation de Navier-Stokes (1.3.2) est adapté pour les milieux poreux (équations (3.16) à (3.21)) :

$\frac{\partial(\varepsilon_{tot} \cdot \rho_f(T))}{\partial t} + \nabla \cdot (\varepsilon_{tot} * \rho_f * \mathbf{u}) = 0$	(3.16)
$\frac{\partial(\varepsilon_{tot} * \rho_f * \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\varepsilon_{tot} * \rho_f(T_f) * \mathbf{u} * \mathbf{u})$ $= -\varepsilon_{tot} \nabla P + \varepsilon_{tot} * \rho_f(T_f) * g + (A * \mu_f(T_f) * \mathbf{u} + B * \frac{1}{2} * \rho_f(T_f) * \mathbf{u} * \mathbf{u})$	(3.17)
$\frac{\partial(\varepsilon_{tot} * \rho(T_f) * h_m(T_f))_f}{\partial t} + \nabla \cdot (\varepsilon_{tot} * \rho(T_f) * \mathbf{u} * h_m(T_f))_f$ $= \nabla \cdot (\lambda_f(T_f) * \nabla * T_f) + \sum_{i \in (UDS1; UDS2; p)} ((k(T_f) * a)_{f,i} * (T_i - T_f))$	(3.18)

$\frac{\partial(V/V_{tot} * \rho * h_m(T))_{UDS1}}{\partial t} = (k(T_f) * a)_{f,UDS1} * (T_f - T_{UDS1})$	(3.19)
$\frac{\partial(V/V_{tot} * \rho * h_m(T))_{UDS2}}{\partial t} = (k(T_f) * a)_{f,UDS2} * (T_f - T_{UDS2})$	(3.20)
$\frac{\partial(\rho * h_m(T))_p}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda_p * \nabla * T_p) + (k(T_f) * a)_{f,p} * (T_f - T_p) + k_{pth} * (T_{ext} - T_p)$	(3.21)

Ces équations sont les équations de Navier-Stokes, appliquées à un fluide homogène s'écoulant dans un milieu poreux granulaire homogène et isotrope, constitué de deux phases solides, composées de grains de tailles différentes, parfaitement mélangées, le tout contenu dans des parois. Les hypothèses retenues sont appliquées et suppriment certains termes par rapport au Chapitre 1.

Les équations sont présentées sous forme vectorielle. L'éventuelle application à un référentiel 3D ou 2D-axisymétrique n'apparaît donc pas. L'UDS1 fait référence à la température du gravier, l'UDS2 à celle du sable.

3.2.4 Comportement mécanique

Dans le modèle de référence Esence 2017, les pertes de charge sont calculées à l'aide d'une modification de la corrélation d'Ergun (équation (3.1)), appliquée à un milieu poreux à double granulométrie par Bruch (équation (3.2)).

Toutefois, l'étude présentée ici abandonne l'hypothèse d'une distribution monodimensionnelle systématique du fluide ce qui, en reprenant l'exemple de l'installation STONE (sa géométrie et les vitesses de fluide envisagées) conduit à des nombres de Reynolds élevés attendus dans les zones où se fera la distribution du fluide. Ceci sort du domaine d'application de la corrélation d'Ergun et donc de celle de Bruch-Ergun. Le choix est fait d'utiliser une autre corrélation de perte de charge en milieu poreux pour le développement de ce modèle.

La corrélation retenue pour le calcul des pertes de charges est celle de Carman [50], citée par Erdim [36]. L'équation (3.22) présente la corrélation de Carman, homogène à une perte de charge ; l'équation (3.23) est une reformulation de cette corrélation pour retrouver la forme attendue par le logiciel de résolution et reconnaître les coefficients A et B de l'équation (3.17).

$\frac{\Delta P}{l_{poreux}} = \left(180 + 2,871 * \left(\frac{Re_{sup}}{1 - \varepsilon_{tot}} \right)^{0,9} \right) * \frac{(1 - \varepsilon_{tot})^2}{\varepsilon_{tot}^3 * Re_{sup}} * \frac{\rho_f * u_{sup}^2}{d_p}$	(3.4)
$\frac{\Delta P}{l_{poreux}} = 180 * \frac{(1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon_{tot}^3 * d_p^2} * \mu_f * u_{sup} + \frac{1}{2} * \frac{2 * (2,871 * (1 - \varepsilon_{tot})^{1,1} * \mu_f^{0,1})}{\varepsilon_{tot}^3 * d_p^{1,1} * \rho_f^{0,1}} * \rho_f * u_{sup}^2$	(3.5)

Cette corrélation a l'avantage d'être applicable à une gamme d'écoulements correspondants à des nombres de Reynolds d'environ 0,05 à 50000. Elle est donc adaptée à la fois aux écoulements établis et aux zones de fortes vitesses dues à la distribution, ce qui explique qu'elle remplace celle précédemment utilisée (équation (2.3)).

La corrélation de Carman a été développée pour un milieu poreux dans lequel un unique diamètre de particule est défini. L'adaptation à un milieu poreux composé de deux tailles de particules différant d'un ordre de grandeur est faite en utilisant les travaux de Clavier [51] concernant les pertes de charge en milieu poreux à plusieurs tailles de particules. La conclusion de cette étude expérimentale sur des écoulements de fluides au travers de milieux poreux composés de différentes tailles et de formes de particules est qu'il est pertinent

d'utiliser un diamètre équivalent pour représenter le diamètre des particules dans les termes de perte de charge de la forme de ceux de l'équation (3.17), ainsi que la porosité totale du milieu.

Pour le terme visqueux, le diamètre de Sauter, défini comme six fois le volume total des particules, divisé par la somme de leurs surfaces (équation (3.24)) est employé.

$d_{Sauter} = 6 \cdot \frac{V_{s,tot}}{S_{s,tot}}$	(3.24)
--	--------

Pour le terme inertiel il est recommandé d'utiliser comme diamètre équivalent le produit du diamètre de Sauter par un coefficient de sphéricité pour les particules non sphériques. Dans l'étude, tous les milieux poreux étudiés sont composés de solides de même sphéricité, ce qui n'est pas le cas dans la référence choisie. Le terme inertiel n'étant pas prépondérant et l'un des deux types de solide étant supposé sphérique, la sphéricité est estimée égale à 1 et le diamètre de Sauter est également utilisé seul pour le terme inertiel.

Le diamètre de Sauter du milieu poreux de l'installation STONE est calculé à partir des caractéristiques de son milieu poreux, ce qui permet de l'utiliser pour le calcul des pertes de charge. Il est également utilisé comme longueur caractéristique pour recalculer le nombre de Reynolds en vitesse superficielle apparaissant. Les coefficients A et B sont déterminés par identification (équations (3.25) à (3.28)).

$\frac{\Delta P}{l_{poreux}} = \left(180 + 2,871 * \left(\frac{Re_{sup}}{1 - \varepsilon_{tot}} \right)^{0,9} \right) * \frac{(1 - \varepsilon_{tot})^2}{\varepsilon_{tot}^3 * Re_{sup}} * \frac{\rho_f * u_{sup}^2}{d_{Sauter}}$	(3.65)
$\frac{\Delta P}{l_{poreux}} = 180 \cdot \frac{(1 - \varepsilon_{tot})^2}{\varepsilon_{tot}^3 * d_{Sauter}^2} * \mu_f * u_{sup} + \frac{1}{2} * \frac{2 * (2,871 * (1 - \varepsilon_{tot})^{1,1} * \mu_f^{0,1})}{\varepsilon_{tot}^3 * d_{Sauter}^{1,1} * \rho_f^{0,1}} \cdot \rho_f \cdot u_{sup}^2$	(3.76)
$A = 180 \cdot \frac{(1 - \varepsilon_{tot})^2}{\varepsilon_{tot}^3 * d_{Sauter}^2}$	(3.87)
$B = \frac{2 * (2,871 * (1 - \varepsilon_{tot})^{1,1} * \mu_f^{0,1})}{\varepsilon_{tot}^3 * d_{Sauter}^{1,1} * \rho_f^{0,1}}$	(3.98)

3.2.5 Diffusion thermique

La méthode retenue pour le calcul de termes de diffusion thermique des phases du milieu poreux dans le système d'équation à résoudre ((3.16) à (3.21)) est une simplification de celle retenue par Esence [28] dans son modèle monodimensionnel.

La première étape consiste à calculer une conductivité globale du milieu poreux, selon la méthode de Zehner et Schlunder [42] (équations (3.29), (3.30), (3.31)).

$ZS = 1,25 * \frac{\left(1 - \frac{V_f}{V_{tot}} \right)^{10/9}}{\left(\frac{V_f}{V_{tot}} \right)}$	(3.29)
--	--------

$\text{si } \frac{\lambda_f}{\lambda_s} * ZS = 1 : \lambda_{global}$ $= \lambda_f * \left[1 - \left(1 - \frac{V_f}{V_{tot}}\right)^{1/2} + \frac{(1 + 2 * ZS^3 - 3 * ZS^2)}{3 * (ZS - 1)^2} * \left(1 - \frac{V_f}{V_{tot}}\right)^{1/2} \right]$	(3.30)
$\text{sinon : } \lambda_{global} = \lambda_f$ $* \left(1 - \sqrt{1 - \frac{V_f}{V_{tot}}} + \frac{2 * \sqrt{1 - \frac{V_f}{V_{tot}}}}{1 - \frac{\lambda_f}{\lambda_s} * ZS} \right)$ $* \left[\frac{(1 - \frac{\lambda_f}{\lambda_s}) * ZS}{(1 - \frac{\lambda_f}{\lambda_s} * ZS)^2} * \ln\left(\frac{\lambda_s}{ZS * \lambda_f}\right) - \frac{ZS + 1}{2} - \frac{ZS - 1}{1 - \frac{\lambda_f}{\lambda_s} * ZS} \right]$	(3.31)

Ensuite, selon la méthode de Cheng et Hsu [52], cette conductivité (ou diffusivité) globale doit être répartie entre les phases. La méthode est normalement prévue pour un modèle à une seule phase solide, elle est ici adaptée (équations (3.32) à (3.35)).

$\Lambda_f = \lambda_f * \left(\frac{V_f}{V_{tot}} + f\right)$	(3.32)
$f = \frac{\lambda_{tot} - \frac{V_f}{V_{tot}} * \lambda_f - \left(1 - \frac{V_f}{V_{tot}}\right) * \lambda_s}{\lambda_f - \lambda_s}$	(3.33)
$\Lambda_{sa} = \lambda_s * \left(\frac{V_{sa}}{V_{tot}} - f\right)$	(3.34)
$\Lambda_{gr} = \lambda_s * \left(\frac{V_{gr}}{V_{tot}} - f\right)$	(3.35)

Par rapport aux travaux d'Esence la simplification réside dans la non-application des termes de diffusion effective dans les phases solides du sable « Λ_{sa} » et du gravier « Λ_{gr} », comme indiqué dans les hypothèses.

De plus, le modèle de référence comporte d'autres termes pour tenir compte d'une contribution du mélange et des turbulences du fluide, ainsi que des termes de conduction et de radiation entre solides.

Les termes de conduction entre solides sont négligés en supposant que la surface de contact entre solides est petite devant la surface d'échange convectif.

Les termes liés au mélange sont négligés pour simplifier les calculs numériques.

Le terme de rayonnement n'est pas appliqué car ce type d'échange est négligeable aux températures concernées. Ce terme était facultatif selon les cas dans le modèle de référence.

3.2.6 Echanges thermiques entre phases

3.2.6.1 Echange entre le fluide et le sable

Comme suggéré dans le modèle d'Esence et plus largement dans la littérature, la corrélation de Wakao et al. [39] (équation (3.36)) est utilisée pour modéliser l'échange thermique entre le fluide et la phase fine du milieu granulaire. Cette corrélation, déjà citée sous une autre forme (équation (3.7)), est appliquée malgré la double granulométrie du cas étudié en considérant que, dans le volume entre plusieurs grains de la phase grossière, la phase fine et le fluide forment un milieu pour lequel elle est prévue.

$k_{f,sa} = \frac{\lambda_f}{d_{sa}} * (2 + 1.1 * Pr^{\frac{1}{3}} * Re^{0.6})$	(3.36)
---	--------

En réalité, dans le modèle d'Esence, l'hypothèse est faite que la phase solide fine est à l'équilibre thermique avec le fluide et la corrélation de Wakao n'est donc pas appliquée. Dans le modèle développé pour cette thèse cette hypothèse n'est pas retenue.

La densité de surface d'échange entre le fluide et la phase fine est calculée par la division de la surface totale de grains et le volume total de la cuve, en considérant les grains comme sphériques en accord avec les hypothèses (équations (3.37a) à (3.37g)).

$a_{sa} = \frac{S_{tot,sa}}{V_{tot}}$	(3.10a)
$a_{sa} = \frac{S_{1,sa} * N_{sa}}{V_{tot}}$	(3.37b)
$a_{sa} = \frac{(4 * \pi * r^2) * (\frac{V_{tot,sa}}{V_{1,sa}})}{V_{tot}}$	(3.37c)
$a_{sa} = \frac{(4 * \pi * r^2) * (\frac{V_{tot,sa}}{V_{1,sa}})}{V_{tot}}$	(3.37d)
$a_{sa} = \frac{(4 * \pi * r^2) * (\frac{V_{tot,sa}}{4 * \pi * \frac{d^3}{8}})}{V_{tot}}$	(3.37e)
$a_{sa} = \frac{(4 * \pi * r^2) * (\frac{V_{tot,sa}}{4 * \pi * \frac{d^3}{8}})}{V_{tot}} = \frac{(\pi * d^2) * (\frac{V_{tot,sa}}{\pi * \frac{d^3}{6}})}{V_{tot}}$	(3.37f)
$a_{sa} = (6 * \frac{V_{sa}}{V_{tot}}) / d_{sa}$	(3.37g)

3.2.6.2 Echange entre le fluide et le gravier

Dans le modèle de référence, l'échange thermique convectif entre le fluide et la phase grossière est calculé à l'aide de la corrélation de Dixon et al. [53] (équation (3.38)).

$$k_{Dixon} = \left(1 - 1.5 * \left(\frac{d_s}{d_{cuve}} \right)^{1.5} \right) * Pr^{\frac{1}{3}} * Re^{0.59} * \frac{\lambda_f}{D_s} \quad (3.11)$$

Cette corrélation est initialement prévue pour les échanges thermiques entre le fluide et la paroi d'un réservoir contenant un milieu poreux à une seule granulométrie. Elle est appliquée au cas à double granulométrie en considérant que la phase poreuse grossière constitue un ensemble de canaux contenant le milieu poreux fin.

La corrélation est utilisée dans une forme modifiée en remplaçant le diamètre du réservoir par la moitié du diamètre de la sphère équivalente en volume des grains de la phase grossière, ceux-ci n'étant pas considérés comme sphériques (équation (3.39)).

De plus, pour tenir compte de l'irrégularité des grains, un coefficient de sphéricité « ψ » est appliqué, selon Wadell [54].

$$k_{gr} = \left(1 - 1.5 * \left(\frac{d_{sa}}{d_{gr,eqV}/2} \right)^{1.5} \right) * Pr^{\frac{1}{3}} * Re^{0.59} * \lambda_{fl} * \left(\frac{\sqrt{\psi}}{d_{gr}} \right) \quad (3.12)$$

Le coefficient « ψ » est déterminé visuellement grâce aux travaux de Krumbein et Sloss [55] (diagramme en Annexe B) et vaut 0,8.

Toujours selon les travaux d'Esence [28], citant Stuke [56], une méthode pour prendre en compte le gradient thermique à l'intérieur des grains solides, sans toutefois y résoudre d'équation de conservation, est de dégrader le coefficient d'échange avec le fluide. Un coefficient d'échange effectif est alors obtenu, la constante présente dépendant de la forme du solide, proche d'une sphère dans ce cas [57] (équation (3.40)).

$$k_{gr,eff} = \left[\frac{1}{k_{gr}} + \left(\frac{d_{gr,eqV}}{10 * \lambda_{gr}} \right) \right]^{-1} \quad (3.40)$$

Comme pour la phase fine, la densité de surface d'échange est calculée par division de la surface totale de particules par le volume total. En revanche, les grains étant irréguliers, le diamètre de la sphère de diamètre équivalent est utilisé et la sphéricité est également appliquée (équation (3.41)).

$$a_{gr} = (6 * \frac{V_{gr}}{V_{tot}}) / (d_{gr,eqV} * \psi) \quad (3.41)$$

3.2.6.3 Echange entre le fluide et la paroi

Comme indiqué précédemment 3.2.6.2, la corrélation de Dixon est adaptée au calcul de l'échange thermique entre un fluide et les parois internes d'un réservoir contenant un milieu poreux granulaire tant que le rapport entre taille des grains et diamètre du réservoir est suffisamment petit. Cette corrélation est donc envisagée pour calculer l'échange entre le fluide et la phase de solides grossiers. D'après Esence 2017, du fait de la double-granulométrie, l'analogie précédente (3.2.6.2) est toujours valable et l'échange entre le fluide et la paroi serait équivalent à l'échange entre le fluide et la dernière « rangée » de graviers à la paroi. Elle s'appliquerait donc avec la forme présentée en (3.39).

Toutefois, le logiciel FLUENT ne propose pas l'utilisation d'une corrélation choisie par l'utilisateur à la frontière entre un fluide et une paroi solide. Les options suivantes sont disponibles :

- Flux thermique surfacique imposé
- Température d'interface imposée
- Comportements couplés de fluide et de la paroi à la frontière

Le couplage du fluide et de la paroi à la frontière permet le calcul automatique de l'échange entre les deux phases à partir des solutions calculées dans les cellules adjacentes de la paroi et du fluide. Cette solution est retenue ; aucune autre entrée n'est nécessaire.

3.2.6.4 Echange entre la paroi et le milieu extérieur

L'approche retenue dans le modèle 1D et réutilisée ici pour estimer les pertes thermiques du réservoir STONE vers le milieu extérieur est l'utilisation d'un coefficient d'échange surfacique entre l'extérieur de la paroi de la cuve et le milieu ambiant. Ce coefficient tient compte de la résistance de conduction de la couche d'isolant du réservoir et de la résistance de convection à la surface externe de l'isolant.

La valeur de ce coefficient a été fixée empiriquement par Esence[28] par modélisation successive d'un essai de cycles de charges et de décharge du réservoir en ajustant la valeur du coefficient de pertes pour que le bilan énergétique soit identique à celui de l'essai réel correspondant.

La valeur obtenue est de $1,55 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ et il est précisé qu'elle peut être utilisée pour toute condition d'essai, les résistances thermiques n'ayant pas de possibilité de variation.

3.3 Validation expérimentale du modèle

Le modèle physique développé dans le cadre de cette étude est validé en comparant ses résultats aux données expérimentales de l'installation STONE.

Les données physiques utilisées sont celles présentées lors de la description de l'installation au chapitre 2.

Une charge est effectuée entre 80°C et 200°C , avec un débit massique de 1000 kg/h , en utilisant l'injection latérale de grand diamètre. La charge en question est sélectionnée à l'intérieur d'une série de cycles de charges et de décharges du réservoir, ce qui permet d'éviter les perturbations dues au lancement ou à l'arrêt de l'installation et d'utiliser un jeu de données les plus stabilisées possibles.

Seule la partie cylindrique du milieu poreux et la paroi correspondante sont représentées, sans tenir compte des grilles de séparation, ni des couches de fluide libres, ni des brides de la paroi décrites au chapitre 2. Ces simplifications sont faites pour des raisons d'économie de puissance de calcul, la thèse d'Esence [28] ayant déjà permis de déterminer qu'elles étaient raisonnables.

Les conditions de validation visées sont synthétisées dans le Tableau 9.

Paramètre	Valeur
Température initiale ($^\circ\text{C}$)	80
Température de charge ($^\circ\text{C}$)	200
Débit de charge (kg/h)	1000

Tableau 9 : conditions du test de validation n°1 du modèle développé.

En réalité, les conditions de validation ne pourront qu'être approchées du fait de la précision de la commande de l'installation réelle.

3.3.1 Validation pseudo 1-D

3.3.1.1 Conditions de validation

Le cas retenu pour la première validation est une charge du milieu poreux du réservoir de l'installation STONE, dans des conditions choisies pour représenter un écoulement quasiment monodimensionnel. Ceci correspond à l'utilisation du tube radial de large diamètre pour l'entrée du fluide dans le milieu libre du fond bombé supérieur de l'installation, tel qu'exposé au 2.1.4.

La géométrie 2D axisymétrique est maillée par 15300 cellules carrées de 0,01 m de côté sauf la paroi dont l'unique maille dans le sens de l'épaisseur mesure 0,005 m. Le pas de temps retenu vaut 1 s pendant les 9000 premières secondes du test et 2 s pendant la durée restante.

Les schémas numériques présentés dans le Tableau 10 sont employés pour la résolution numérique.

Type de schéma	Schéma sélectionné
Scheme	SIMPLE
Spatial Discretization : Gradient	Green-Gauss Cell Based
Spatial Discretization : Pressure	PRESTO !
Spatial Discretization : Momentum	Second Order Upwind
Spatial Discretization : Energy et User-Defined-Scalars	Second Order Upwind
Transient formulation	Second Order Implicit

Tableau 10 : schémas numériques utilisés avec le modèle développé dans ANSYS-FLUENT.

Les conditions initiales choisies pour le calcul numérique correspondent à un instant situé quelques minutes après que la température mesurée par tous les capteurs du fond bombé supérieur a atteint un niveau au moins égal à la température de charge (T_{max}) à l'incertitude de mesure près ($2^{\circ}C$). Cet instant d'acquisition est égal à 1800 s, pour un temps de charge total de 19680 s, le temps maximal de comparaison disponible est donc de 17880 s.

Les courbes de température montrent que la partie poreuse du réservoir n'est pas totalement déchargée à l'instant initial choisi, un gradient thermique est présent dans le haut de la cuve. Ce choix est effectué car il n'est pas possible de prendre en compte l'influence du fond bombé supérieur, non intégralement chargé avec la modélisation cylindrique 2D axisymétrique retenue.

La température initiale est considérée comme invariable radialement, pour toutes les phases. La température choisie est la moyenne arithmétique des températures mesurées par les capteurs pour chaque niveau de mesure. La variation axiale à cet instant initial est donnée par un polynôme fonction de la profondeur depuis la surface du milieu poreux.

Comme précisé au Chapitre 2, ni la température du sable, ni celle de la paroi ne sont mesurées sur l'installation expérimentale, ce qui prive de données d'initialisation spécifiques. Les mêmes hypothèses que précédemment sont conservées et, à une profondeur donnée, la température du sable et celle de la paroi sont initialisées à la même valeur que celle du fluide.

La Figure 42 illustre les conditions de température à l'instant initial. Les polynômes ayant servi à l'initialisation sont disponibles en Annexe C.

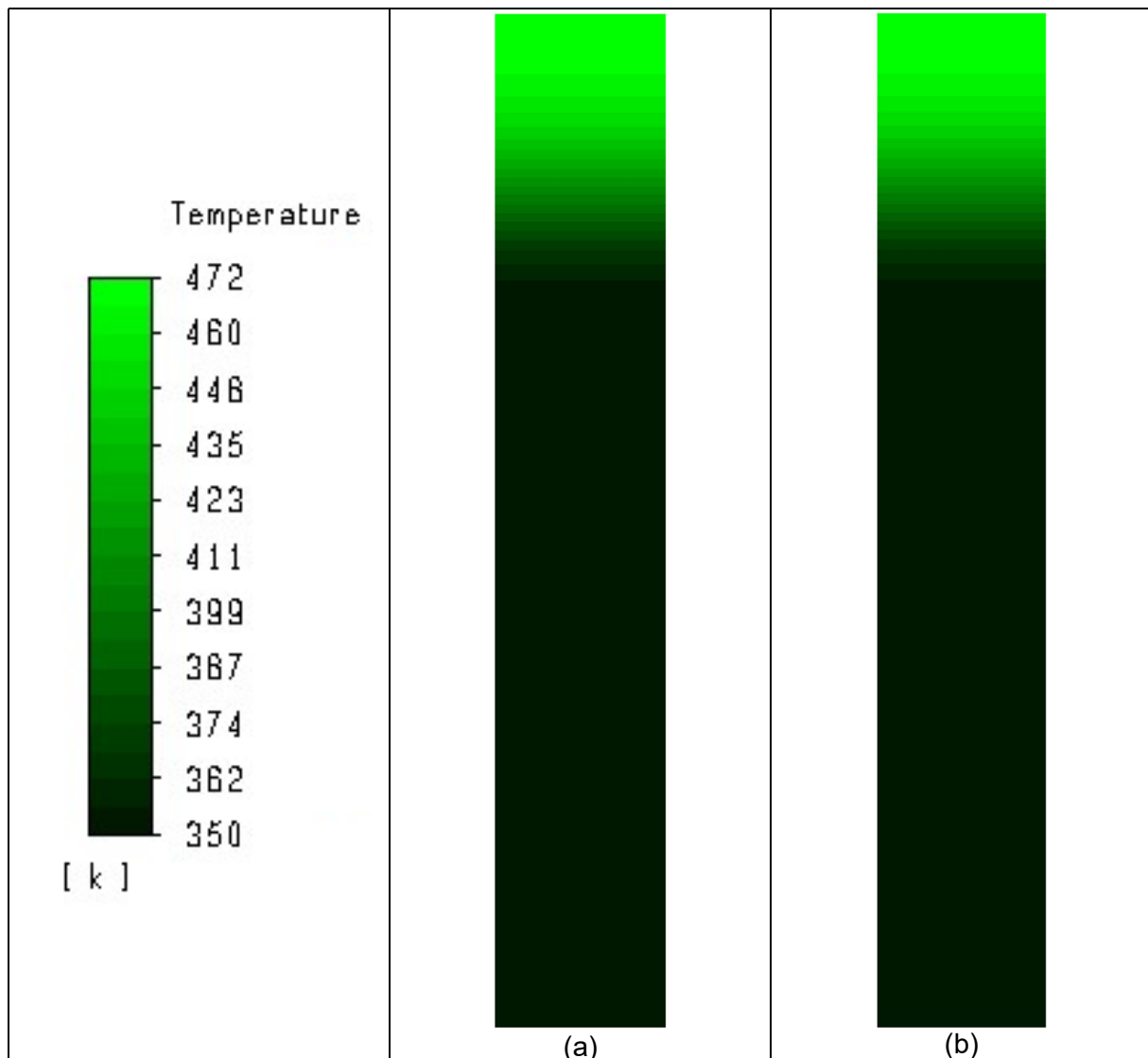


Figure 42 : cartes de température du fluide et de la paroi (a) et du gravier (b) de STONE à l'initialisation du cas de validation N°1, tiré de FLUENT.

La vitesse du fluide est initialisée dans tout le domaine à la valeur constante de 0,0018 m/s calculée à partir du débit massique cible, égal à 1000 kg/h à 200°C.

Les conditions aux limites réelles mesurées sur l'installation STONE sont utilisées en conditions d'entrée de l'essai numérique en les approchant à l'aide de polynômes. Le débit massique mesuré au niveau de la pompe de charge est considéré comme identique à tout instant à celui entrant à la surface du milieu poreux, sans tenir compte du décalage temporel ni de l'éventuelle différence de température entre les deux. L'injection est supposée idéale (c'est-à-dire uniforme d'après les travaux précédents sur l'installation) et le profil de vitesse en entrée sera donc parfaitement plat, avec une valeur calculée à partir du débit massique, de la surface d'entrée et de la masse volumique du fluide à la température d'entrée. La température considérée en entrée du milieu poreux est la moyenne des valeurs des capteurs situés à la surface du milieu poreux, décrits au Chapitre 2. Cette moyenne est une moyenne arithmétique et non pondérée par les surfaces de contrôle, contrairement au chapitre précédent.

La Figure 43 présente les données expérimentales sélectionnées comme conditions aux limites d'entrée et les polynômes utilisés pour les représenter.

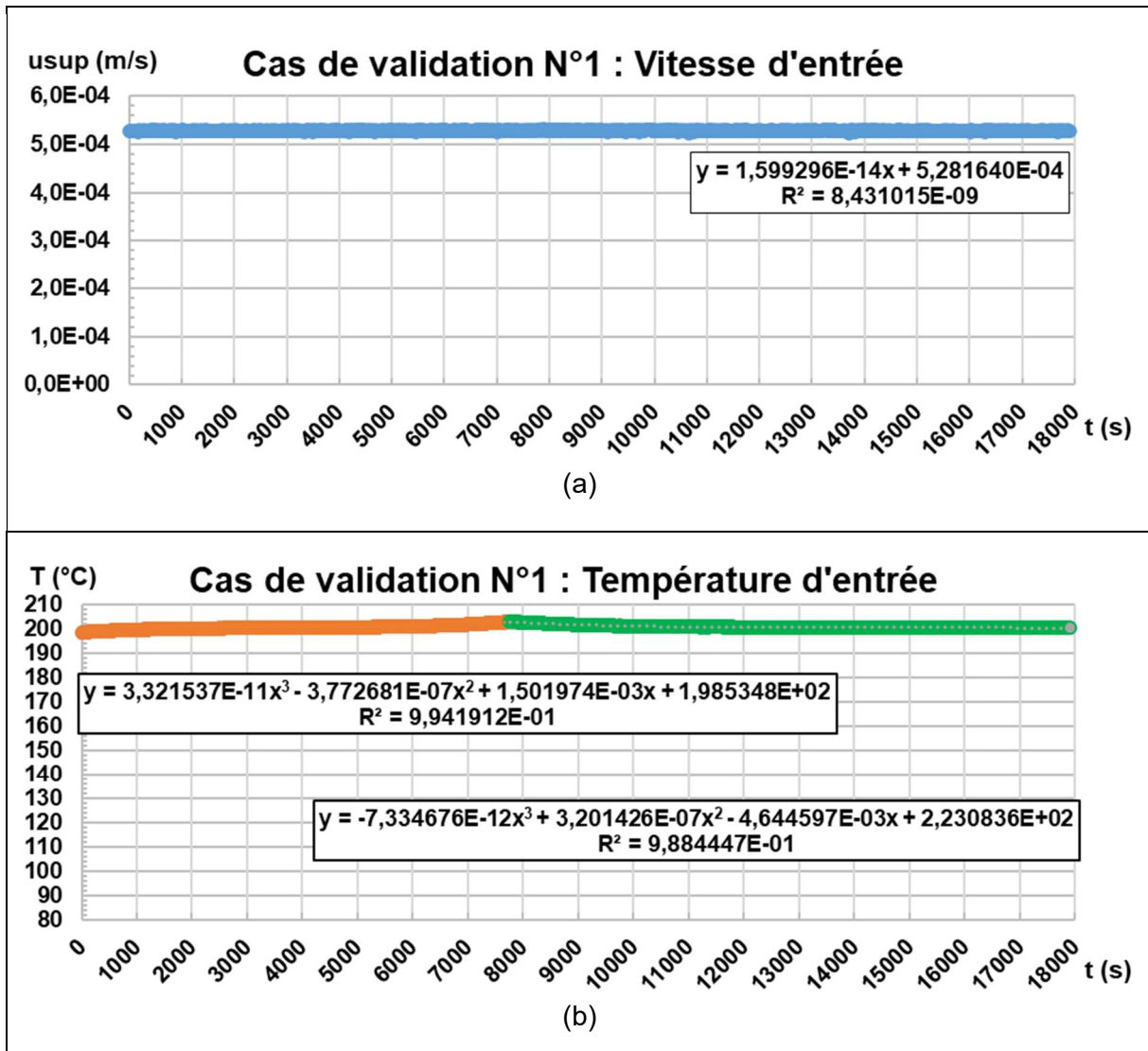


Figure 43 : conditions aux limites en vitesse (a) et température (b) pour le cas de validation N°1 du modèle.

3.3.1.2 Résultats de validation

La comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques de cette première validation est faite à l'aide des profils de température moyennée par niveau de mesure, en fonction de la profondeur dans le réservoir, au cours du temps (Figure 44).

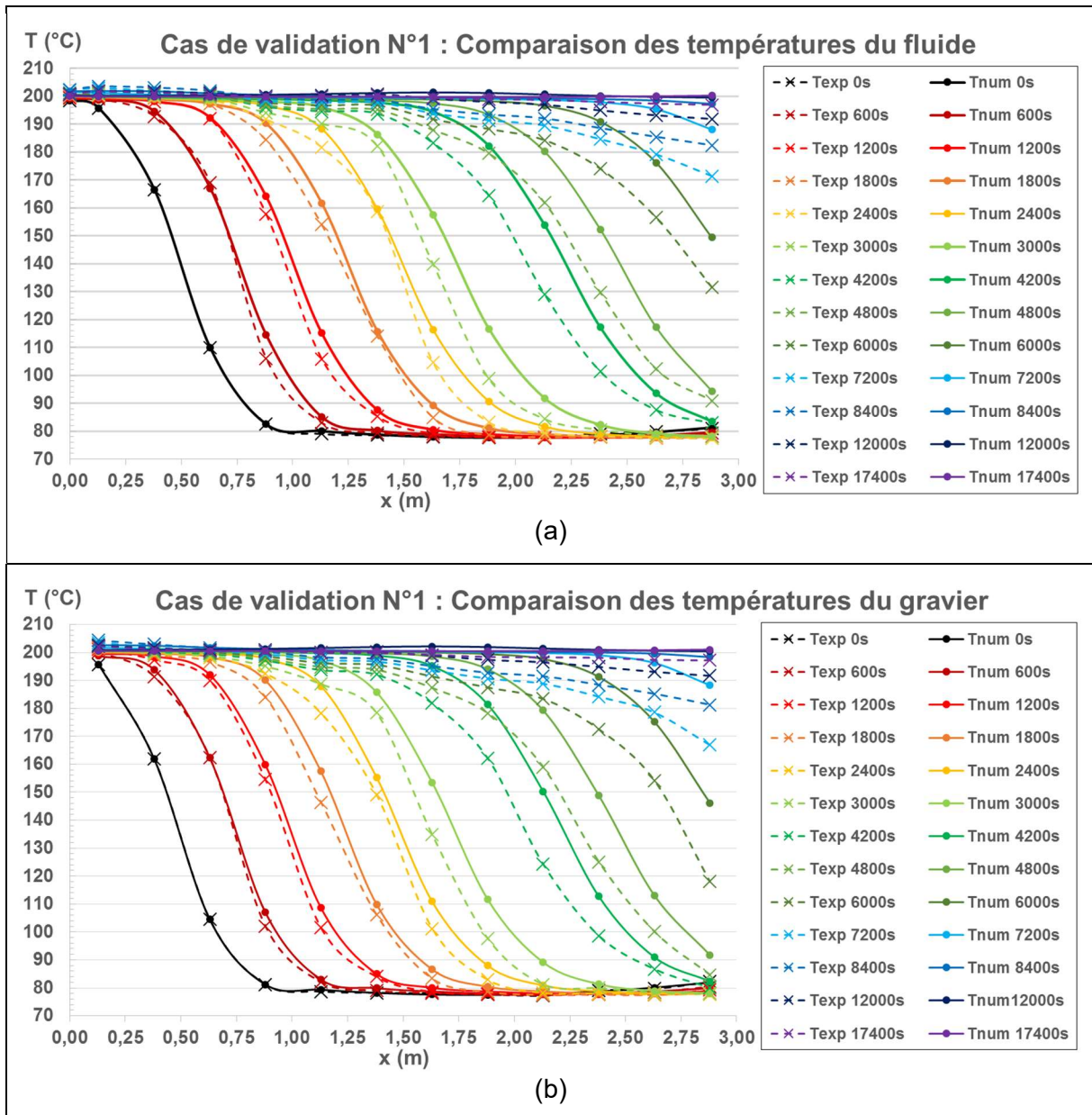


Figure 44 : comparaison des profils de température moyennée par niveau de mesure, en fonction de la profondeur, à différents instants, pour le fluide (a) et le gravier (b), dans le cas de validation N°1 du modèle numérique. Valeurs expérimentales en pointillé et valeurs numériques en trait plein. (Seuls les points représentent des valeurs réelles).

Un bon accord des résultats numériques avec les données expérimentales existe pendant la première partie du test, de 0 à environ 1200 s. Même si une différence existe, les températures numériques étant toujours plus élevées que les données expérimentales, les comportements semblent identiques. Un écart apparaît ensuite et s'amplifie avec le temps.

La Figure 45 présente l'évolution des écarts de température en fonction de la profondeur au cours du temps.

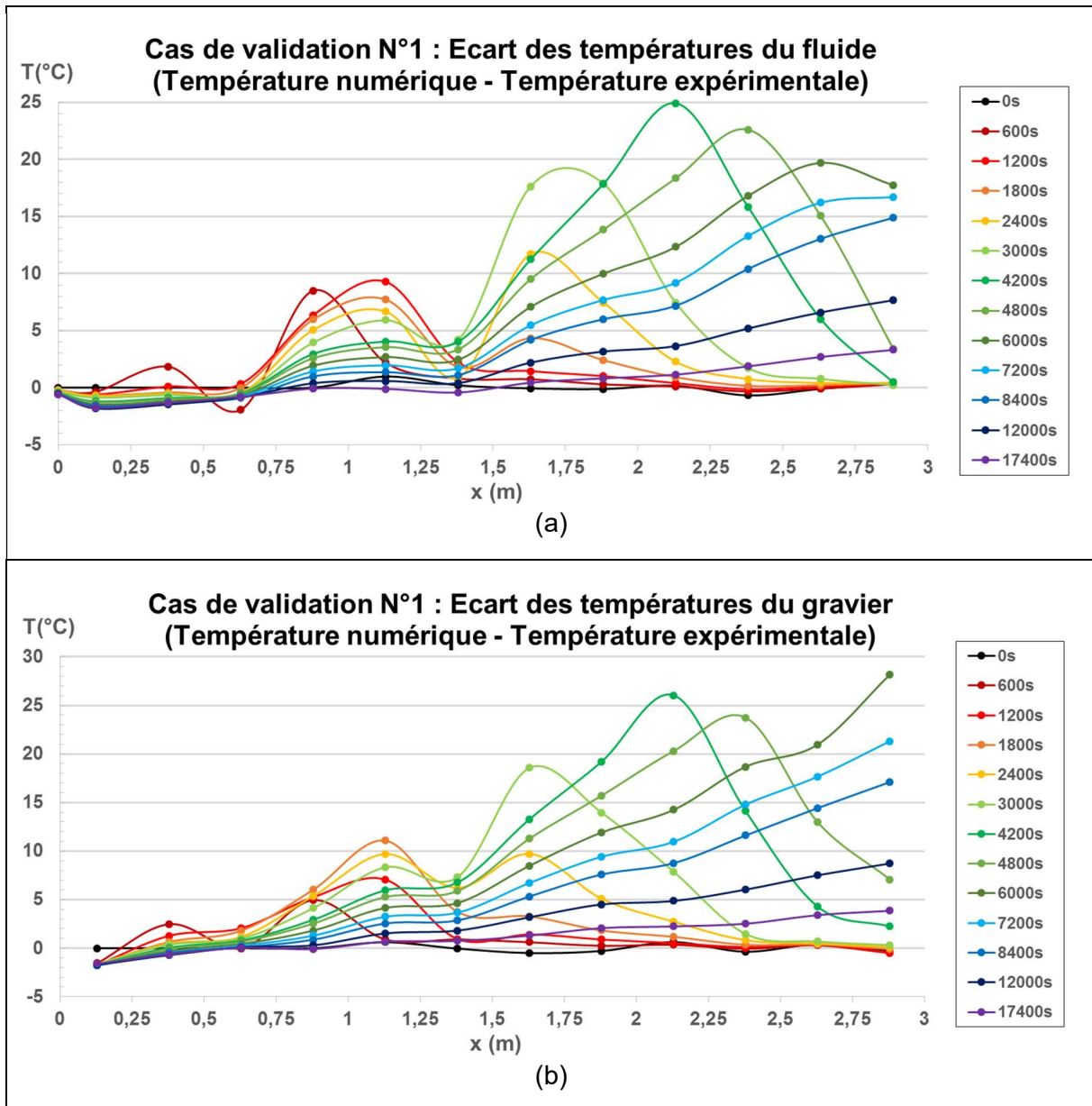


Figure 45 : écarts de température en fonction de la profondeur à différents instants, pour le fluide (a) et le gravier (b) dans le cas validation N°1. (Résultats numériques - Données expérimentales). (Seuls les points représentent des valeurs réelles).

Il apparaît que jusqu'à un instant compris entre 1800 et 2400 s (10% à 14% du temps total tracé), l'erreur est maximale aux alentours du premier tiers du réservoir et proche de 10°C au maximum. Après cet instant, l'erreur augmente brutalement pour dépasser 10 ou 20°C en plusieurs profondeurs et temps.

Le profil de l'erreur change assez brutalement aux alentours de 2400 s. D'après les profils de température précédents, ceci correspond approximativement à l'instant où le gradient thermique atteint la profondeur du réservoir où l'étude expérimentale du chapitre 2 a conduit à supposer la présence d'un passage préférentiel.

Bien qu'entachée d'erreur, attribuée à la nature des données expérimentales, la première étape de validation est jugée satisfaisante. Le modèle développé est capable de prévoir avec une précision acceptable le comportement thermique d'un stockage de chaleur sensible dual-media à double granulométrie lors d'une charge.

3.3.1.3 Invariance des résultats

L'indépendance des résultats par rapport au pas de temps a été vérifiée. La différence d'énergie totale mesurée est égale à 0,005% de l'énergie totale du cas avec pas de temps égal à 1 s et la différence d'énergie utile à 10 K égale à 0,025%, après 1200 s lorsque le pas de temps vaut 0,1 s.

Les mêmes tests avec un pas de temps de 1 s mais un maillage constitué de 60600 mailles carrées de 5 mm de côté conduit à une différence d'énergie totale de 0,52% et d'énergie utile de 0,44% après 3000 s. Les résultats sont donc considérés comme indépendants du maillage.

3.3.2 Validation multi-D

3.3.2.1 Conditions de validation

La seconde validation est une charge du milieu poreux du réservoir de l'installation STONE, dans des conditions choisies pour représenter une injection de fluide non monodimensionnelle. Ceci correspond à l'utilisation du tube de distribution axial de faible diamètre.

A nouveau, seule la partie cylindrique du réservoir est modélisée avec les mêmes hypothèses que précédemment. Le fluide n'est plus injecté sur toute la face supérieure du milieu poreux mais sur une surface circulaire centrée sur l'axe.

Le maillage de cette géométrie est 2D axisymétrique et composé de 60600 mailles carrées de 0.005 m de côté, afin de modéliser plus finement le jet de fluide attendu à l'entrée. Le pas de temps retenu est de 0.2 s. La partie de la face supérieure du réservoir ne correspondant pas à l'entrée est considérée comme un mur adiabatique, l'injection du fluide s'effectuant sur un rayon de 1,3 cm de long, correspondant au rayon interne du tube axiale de l'installation expérimentale.

La résolution numérique utilise les mêmes schémas numériques que pour le cas de validation N°1 (Tableau 10).

Avec la même justification que pour la première validation, les conditions initiales choisies pour l'essai correspondent à l'instant où la température mesurée par tous les capteurs du fond bombé supérieur est au moins égale à la température de charge, à l'incertitude de mesure près. Comme précédemment, la température est considérée comme invariable radialement dans toutes les phases à l'instant initial et supposée égale, à celle du fluide, à toute profondeur, pour le sable et la paroi. Les températures du fluide et du gravier en fonction de la profondeur sont représentées par des polynômes par partie en fonction de l'espace, obtenus à partir de moyennes de température par niveau de capteur (Chapitre 2).

Cette hypothèse d'initialisation est forte puisqu'elle risque de masquer d'éventuels effets multidimensionnels de l'injection, qui sont justement l'objet de cette étude. En revanche la validation doit permettre de vérifier la capacité du modèle à représenter correctement l'énergie du système lors d'un fonctionnement non monodimensionnel.

La Figure 46 illustre les conditions de température à l'instant initial. Les polynômes ayant servi à l'initialisation sont disponibles en Annexe C.

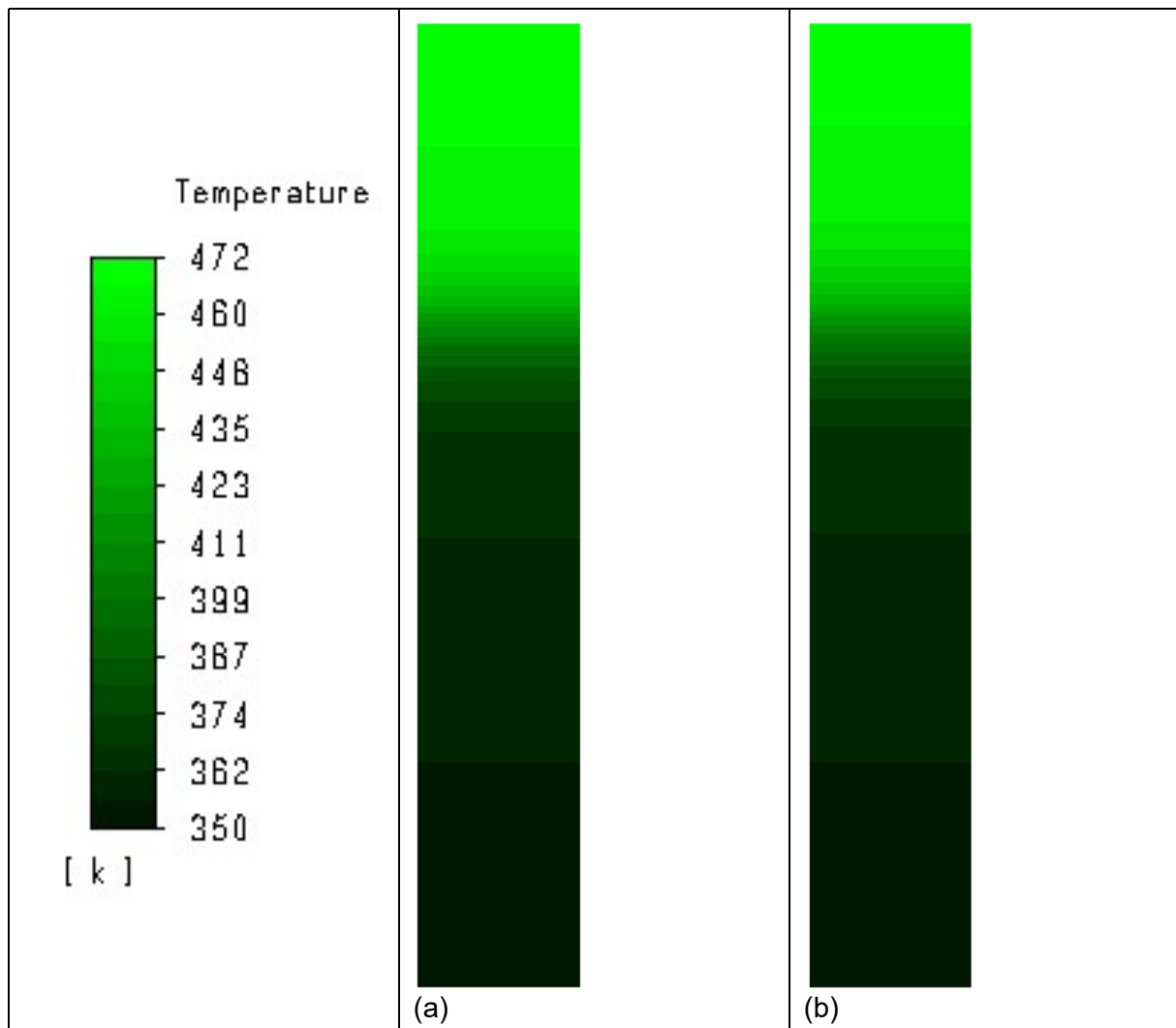


Figure 46 : cartes de température du fluide, du sable et de la paroi (a) et du gravier (b) de STONE à l'initialisation du cas de validation N°2, tiré de FLUENT.

La vitesse est initialisée dans tout le domaine avec une valeur constante calculée à partir du débit massique cible, de la surface d'entrée et de la masse volumique du fluide à la température haute.

Les conditions aux limites réelles mesurées sur l'installation STONE sont utilisées en conditions d'entrée de l'essai numérique en les approchant à l'aide de polynômes par partie. On considère que le débit massique mesuré au niveau de la pompe de charge est identique à tout instant à celui à la surface du milieu poreux, sans tenir compte du décalage temporel ni de l'éventuelle différence de température entre les deux. L'injection est supposée uniforme sur la surface d'entrée réduite autour de l'axe de symétrie. Sa valeur est calculée à partir du débit massique, de la surface d'entrée et de la masse volumique du fluide à la température d'entrée. La température considérée en entrée du milieu poreux est celle mesurée dans le tube axial de distribution du fluide dans le fond bombé supérieur.

La Figure 47 présente les données expérimentales sélectionnées comme conditions aux limites d'entrée et les polynômes utilisés pour les représenter.

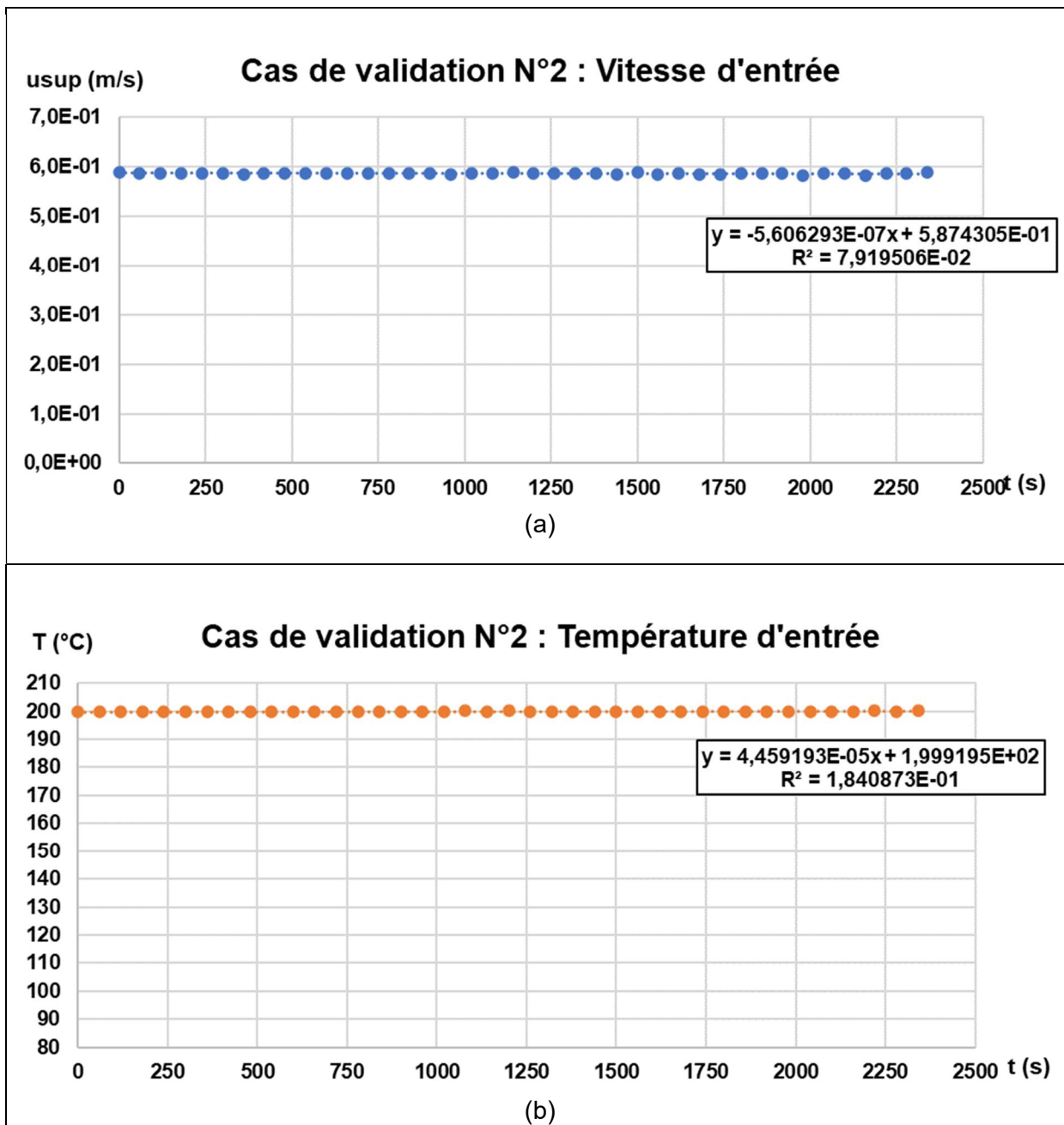


Figure 47 : conditions aux limites en vitesse (a) et température (b) pour le cas de validation N°2 du modèle.

3.3.2.2 Résultats de validation

La comparaison des profils de température moyennée par niveau de mesure, en fonction de la profondeur dans le réservoir, au cours du temps, montre à nouveau un bon accord des résultats numériques avec les données expérimentales pendant la première partie de l'essai. La Figure 48 présente ces résultats.

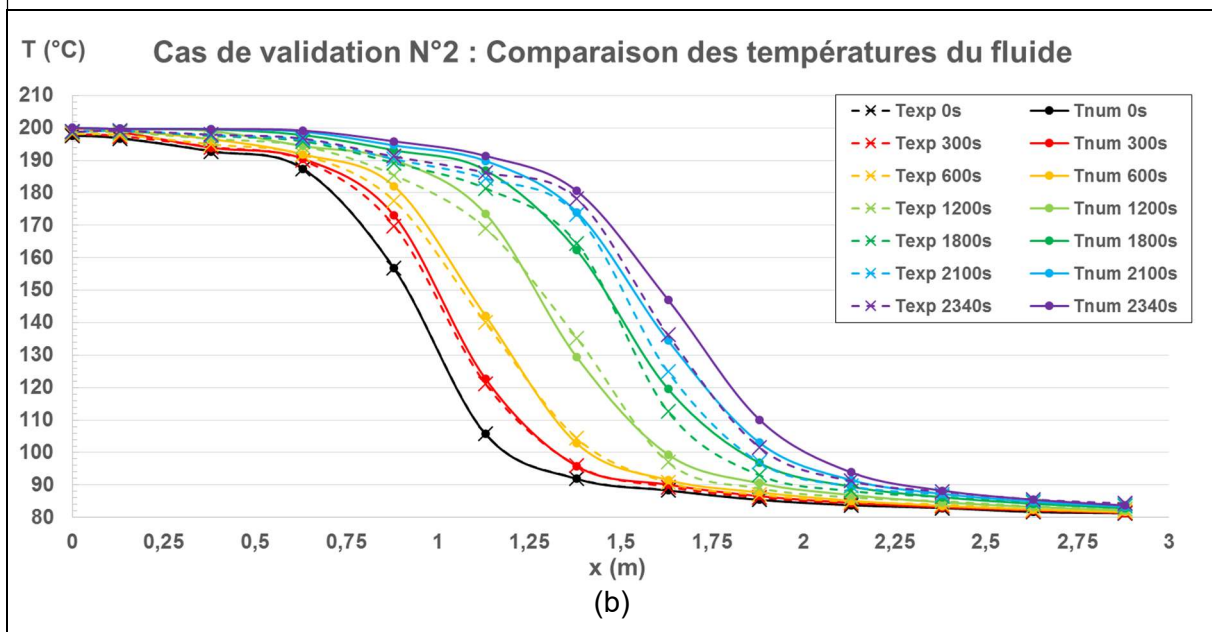
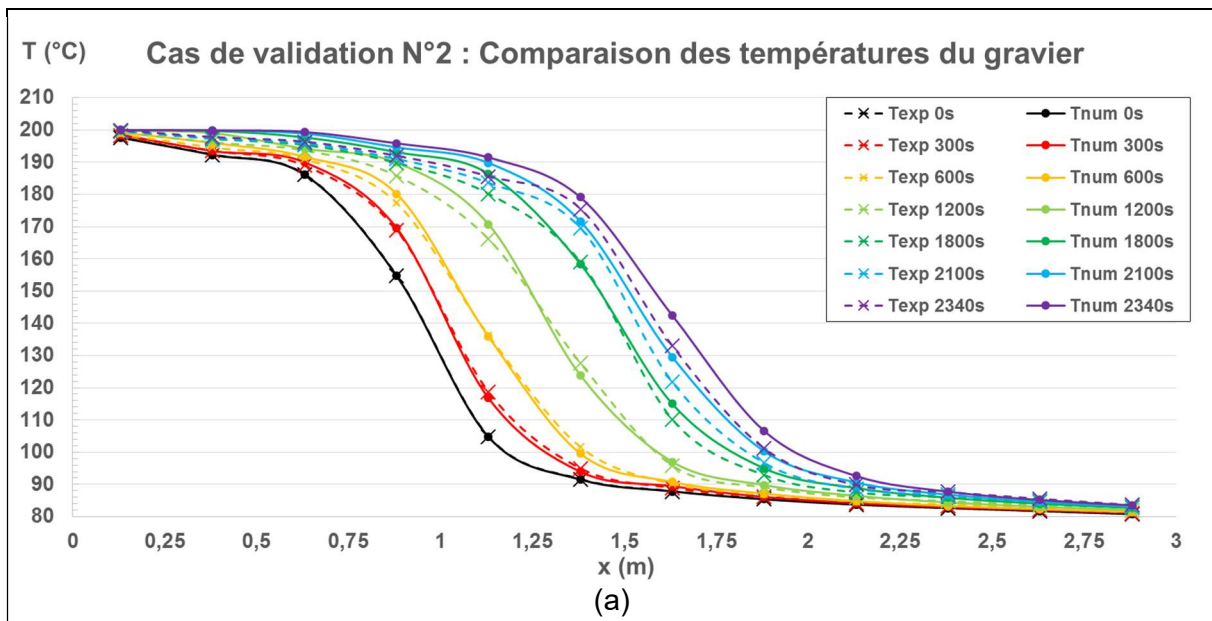


Figure 48 : comparaison des profils de température moyenne par niveau de mesure, en fonction de la profondeur, à différents instants, pour le fluide (a) et le gravier (b), dans le cas de validation N°2 du modèle numérique. Valeurs expérimentales en pointillés et valeurs numériques en traits pleins. (Seuls les points représentent des valeurs réelles).

Comme pour la première validation, le bon accord initial se dégrade après la première partie de l'essai. L'accélération rapide de l'erreur semble avoir lieu entre 600 et 1200 s soit 25,6 % et 51,28 % du temps total.

L'observation de l'écart de température entre résultats numériques et expérimentaux confirme ce comportement (Figure 49).

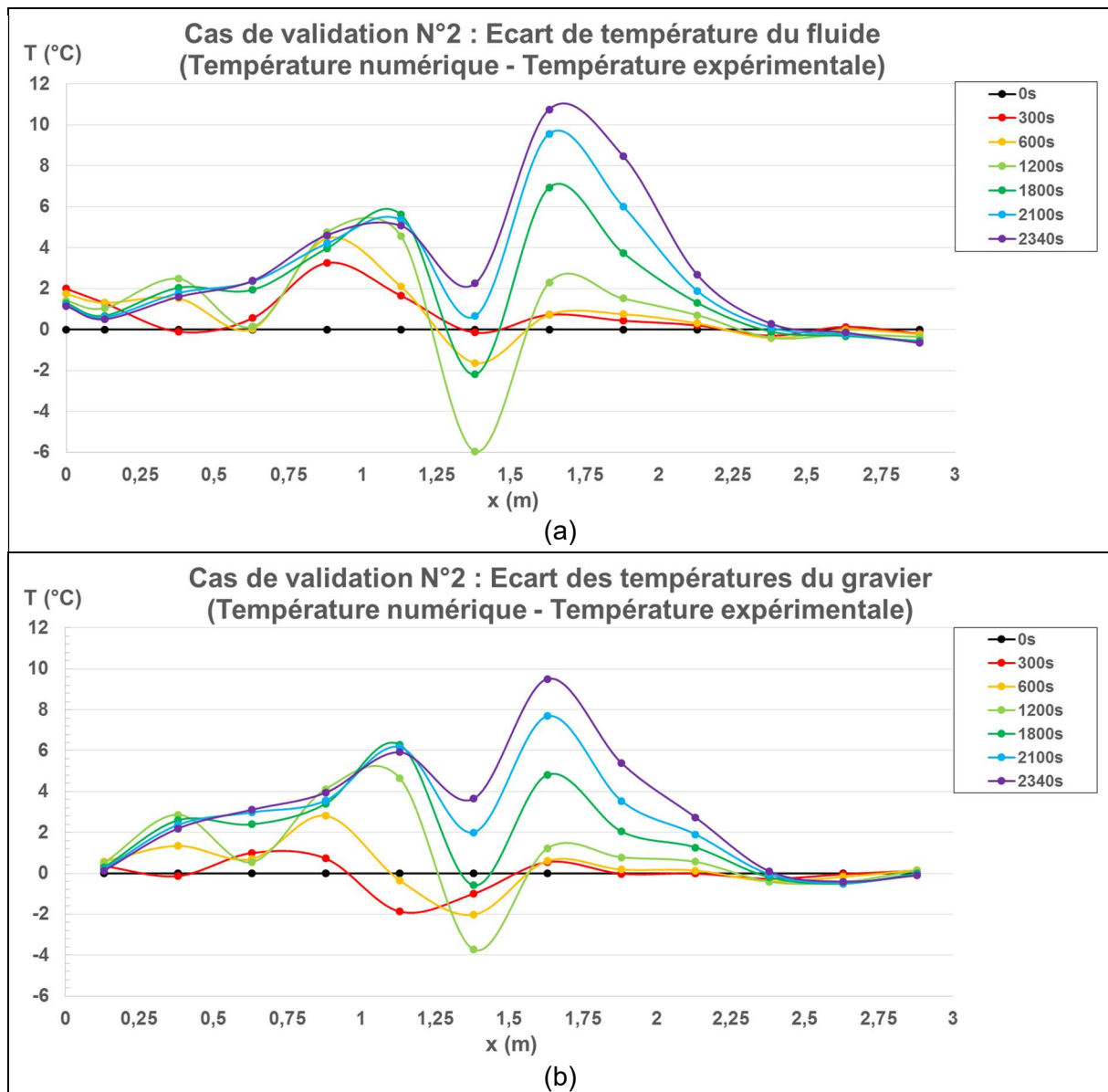


Figure 49 : écarts de température en fonction de la profondeur à différents instants, pour le fluide (a) et le gravier (b) dans le cas de validation N°2. (Résultats numériques - Données expérimentales). (Seuls les points représentent des valeurs réelles).

En revanche, l'évolution de l'erreur semble sensiblement différente du premier cas. Contrairement à ce qui s'observait, les pics d'erreur ne semblent pas avancer dans le milieu poreux.

A nouveau la validation semble correcte et une partie de l'erreur peut sans doute être expliquée par la non-homogénéité du milieu poreux et le passage préférentiel détectés au Chapitre 2.

3.3.2.3 Invariance des résultats

La différence d'énergie totale reste inférieure à 0,0005 % de l'énergie total du cas avec pas de temps de 0,2 s et la différence d'énergie utile à 10 K atteint 0,0023 % avec un pas de temps de 0,02 s au bout de 300 s. L'indépendance des résultats au pas de temps est satisfaisante.

L'indépendance au maillage n'a pas pu être validée par manque de temps.

3.3.3 Conclusion sur la validation du modèle

En observant les résultats des deux essais de validation du modèle numérique, il paraît évident que cette étape du développement a été très fortement gênée par la non-homogénéité du milieu poreux de l'installation STONE.

Le Chapitre 2 a montré que l'installation STONE n'est plus homogène, du fait du tassement du sable dans les quatre viroles et du fait de la présence du passage axial. Ceci implique que même avec des conditions initiales correctement représentées, le milieu numérique modélisé ne correspond pas à la réalité. Les comportements réels et numériques doivent donc nécessairement diverger en supposant un modèle idéal. Par ailleurs la disposition interne de l'installation expérimentale n'étant pas précisément connue mais seulement estimée, il est difficile de déterminer quelle part de l'erreur vient du modèle.

Un part de l'erreur vient aussi très certainement des hypothèses faites lors du choix des conditions de modélisation. En particulier le choix de profils de température invariants radialement pourrait être discuté.

Toutefois, en considérant les incertitudes rencontrées, le modèle semble capable de représenter de façon acceptable le comportement thermohydraulique d'un stockage thermique dual-media mono-cuve, dans le cas d'une charge avec un gradient thermique initialement installé.

Pour améliorer le degré de confiance accordé au modèle, plusieurs pistes pourraient être suivies :

- Obtenir des données expérimentales avec un milieu poreux initialement complètement déchargé et sans influence des fonds bombés.
- Valider le modèle dans des cas de décharge.
- Valider le modèle dans des cas de cycles de charge et décharge.

Chapitre 4 : Etude numérique

4.1 Etude numérique de l'influence de la distribution du fluide

4.1.1 Méthode

Le modèle numérique développé étant validé de façon acceptable, il est utilisé pour étudier l'influence de la distribution des fluides sur le fonctionnement d'un stockage de chaleur dual-media mono-cuve. Le stockage étudié reprend les caractéristiques de l'installation STONE puisqu'elle a fourni les points ayant permis de valider le modèle numérique utilisé.

Le principe retenu consiste à comparer deux à deux des essais de fonctionnement du stockage thermique, représenté par le seul milieu poreux, avec deux distributions différentes, dans des conditions idéalisées, exposées plus loin. Cette simplification permet de se concentrer sur l'étude du milieu poreux, porteur de la majorité de la capacité de stockage, en réduisant les sources de perturbation extérieures. En fonction des différences observées dans les simulations, des hypothèses sont proposées, portant sur les paramètres physiques influençant la distribution du fluide et l'énergie thermique. Pour vérifier la pertinence de ces hypothèses, des tests de sensibilité du modèle à différents phénomènes physiques sont effectués en modifiant ces paramètres.

Les critères de comparaison sont les mêmes que ceux utilisés dans les chapitres précédents, c'est-à-dire l'énergie totale, l'énergie utile et la température des différentes phases. En plus de ces critères, la vitesse et la pression locales du fluide sont accessibles numériquement, contrairement aux cas des essais expérimentaux, permettant une analyse plus poussée.

La configuration retenue pour le premier test est une charge du milieu poreux, supposé homogène et isotrope. Ceci correspond à l'entrée de fluide à haute température par le haut dans le milieu poreux dont les phases liquide et solides sont initialement intégralement à température basse. Les géométries et maillages du milieu poreux de l'installation STONE, décrits au Chapitre 3, sont utilisés. Ce choix permet de comparer une injection parfaitement uniforme, supposée idéale, avec une injection à fort effet de jet. L'injection en jet est la même que celle du cas de validation présenté au Chapitre 3. Aucune contrainte de profil de vitesse n'est imposée à la sortie du milieu poreux.

La Figure 50 présente un schéma de la géométrie utilisée pour les calculs numériques, ceux-ci étant en réalité effectués en deux dimensions avec l'hypothèse d'axisymétrie.

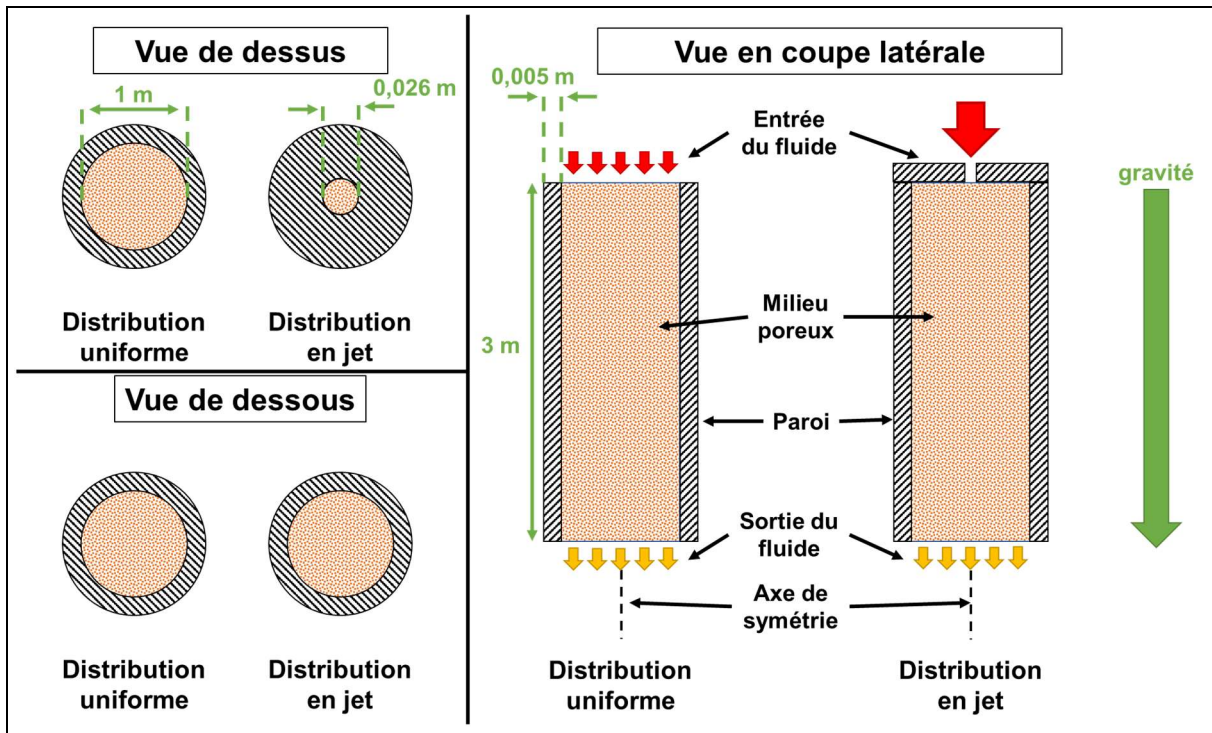


Figure 50 : schéma de principe des géométries de test numérique en charge.

Dans le cas de l'injection uniforme, l'ensemble du débit d'entrée est uniformément réparti sur l'ensemble de la section d'entrée. Dans le cas de l'injection en jet axial, ce même débit est uniformément réparti sur une surface circulaire centrée sur l'axe du milieu poreux cylindrique. Le reste de la section est considéré comme une frontière sans inertie ni échange thermique pour éviter toute perturbation. Les parois de la cuve sont en revanche modélisées thermiquement ; leur inertie thermique est prise en compte, ainsi que l'échange thermique avec le fluide caloporteur et avec l'extérieur.

Le Tableau 11 présente les grandeurs caractéristiques, initiales et aux limites, utilisées pour les tests numériques de charge.

Grandeur	Valeur
Température initiale (°C)	80
Température d'entrée du fluide (°C)	200
Vitesse d'écoulement réelle moyenne cible à 200°C (m/s)	0,002
Débit massique correspondant à 200°C (kg/s)	1,39
Vitesse d'entrée correspondante en injection uniforme (m/s)	0,002
Vitesse d'entrée correspondante en injection en jet (m/s)	2,959
Temps maximal d'essai (s)	7200

Tableau 11 : grandeurs caractéristiques des tests numériques en charge.

Les vitesses d'entrée sont calculées à partir du débit massique, lui-même calculé à partir de la vitesse réelle (interstitielle) voulue pour le fluide, à la température haute.

4.1.2 Résultats

La première comparaison entre les deux injections est effectuée à l'aide des courbes d'énergie totale et d'énergie utile à 10 K, en fonction du temps. La Figure 51 présente les différences d'énergie totale et d'énergie utile à 10 K entre les deux injections, calculées pendant la première moitié du test (équation (2.3)). Les valeurs de l'injection uniforme sont retranchées de celles de l'injection en jet et les énergies prises en compte sont celles du fluide et des deux phases solides granulaires, la paroi étant exclue. Les différences d'énergie sont présentées en valeurs

absolues, puis rapportées à l'énergie totale chargée dans le cas de l'injection uniforme, c'est-à-dire à la quantité totale d'énergie entrée dans le système depuis le début du calcul, ce qui correspond dans ce cas à la quantité totale d'énergie contenue dans le stockage.

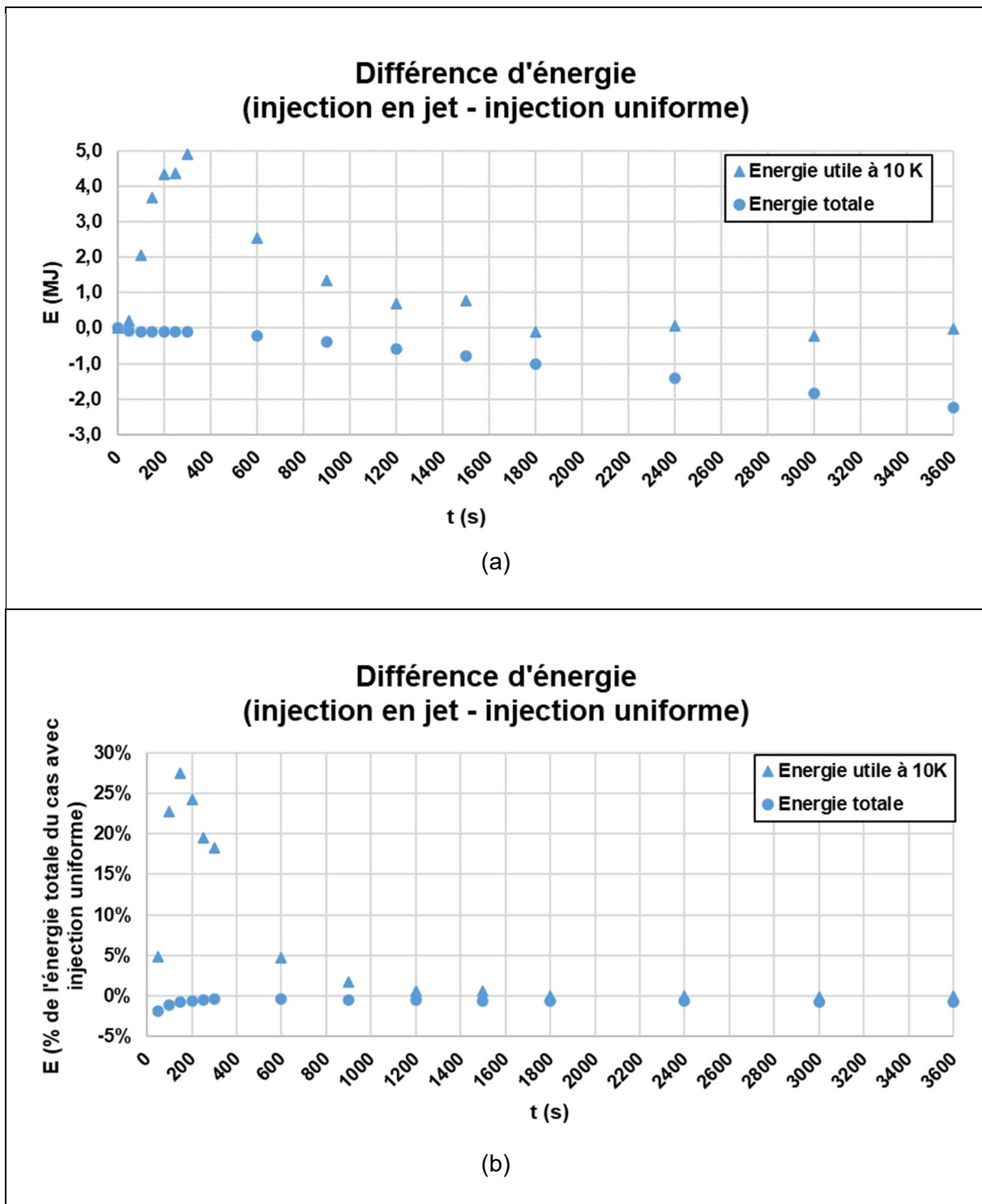


Figure 51 : différence d'énergie totale et utile à 10 K, au cours du temps, lors d'un essai de charge avec le modèle complet. Résultats en valeur (a) et en % de l'énergie totale du cas l'injection uniforme (b). 50% du temps total de calcul représenté.

Bien que très faible pendant les premières 300 s de l'essai (soit environ 4 % du temps total), une différence d'énergie totale existe entre les deux essais. Cette différence augmente en valeur absolue au cours du temps avec un changement de pente à 300 s et ne disparaît jamais

même si elle reste faible en valeur relative. Puisque cette différence n'apparaît pas dès le début de l'essai et change d'évolution au cours du temps, une erreur numérique n'est probablement pas en cause mais bien un phénomène physique, dont il sera montré par la suite qu'il s'agit des pertes thermiques.

Concernant l'énergie utile, le comportement observé est inattendu puisque sa valeur absolue et sa valeur relative croissent beaucoup plus rapidement pour l'injection en jet que pour l'injection uniforme, illustré par la forte différence positive entre les deux au début de l'essai. La charge avec injection en jet conduit donc à une plus grande quantité d'énergie utile pour une énergie totale presque identique, ce qui impliquerait une meilleure qualité d'énergie, donc un stockage plus efficace.

La différence observée entre les deux énergies utiles décroît rapidement après son pic, pour devenir presque nulle à partir de 1800 s, soit 25 % de l'essai complet. La meilleure efficacité de stockage de l'injection en jet disparaît au cours du temps, sans que l'injection uniforme ne finisse par devenir plus favorable. Dans tous les cas, la différence reste modeste puisque même si à son maximum à 300 s elle atteint presque 30 % de l'énergie chargée, ceci correspond à moins de 1 % de l'énergie maximale contenue dans l'ensemble du milieu poreux lorsque celui-ci atteint entièrement la température de charge (626,25 MJ).

Ces observations ne correspondent pas aux hypothèses usuelles de la littérature puisqu'il semble qu'une distribution non uniforme du fluide (une injection dans ce cas) puisse, dans certaines conditions, être bénéfique à l'efficacité du stockage de chaleur dans un système mono-cuve, dual-media.

Les résultats précédents sont complétés par l'observation des cartes de température du fluide et de la paroi, à différents instants, pour les deux injections (Figure 52).

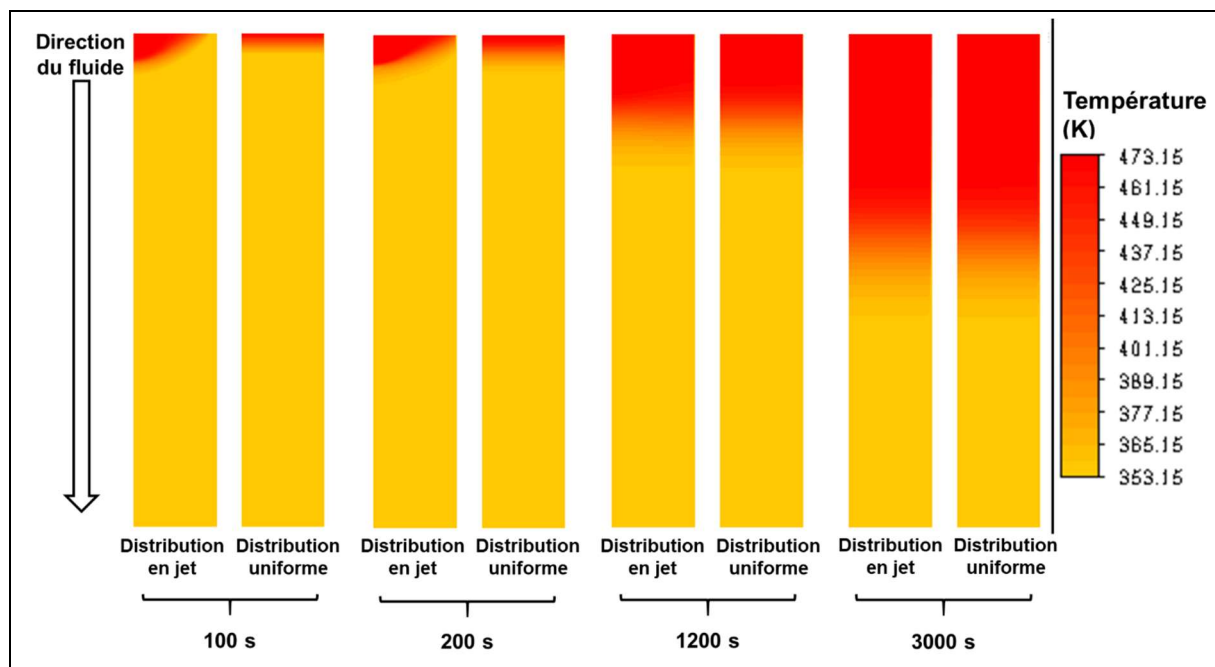


Figure 52 : cartes de température fluide et paroi, à différents temps et pour les deux distributions (injections). Géométrie 2D-axisymétrique, axe aux frontières gauches des cartes.

Ces cartes de température confirment que les comportements thermiques des deux injections sont assez différents au début du test mais deviennent indiscernables au cours du temps. Les cartes de température du gravier, non présentées ici, sont très semblables, avec un léger retard temporel.

Trois phénomènes, détaillés ci-dessous, sont étudiés pour expliquer les différences d'énergie stockée observées : les pertes thermiques, la convection naturelle et l'échange thermique entre les phases.

4.1.2.1 Pertes thermiques

Les cartes de température à 100 s et 200 s (Figure 52) semblent indiquer que la température de charge atteint la paroi plus tard dans le cas de l'injection en jet, ce qui supposerait moins de pertes thermiques dans ce second cas. Toutefois, le signe de la différence d'énergie totale (Figure 51) conduit à la supposition inverse. L'influence des pertes thermiques à la paroi doit donc être étudiée plus finement.

4.1.2.2 Convection naturelle

L'évolution des profils de température de l'injection en jet (Figure 52) montre que son comportement est peu à peu rapproché de celui d'une injection uniforme, les iso-températures devenant de plus en plus horizontales. L'étude des nombres adimensionnels donne une première indication sur les phénomènes physiques à prendre en considération.

Le nombre de Richardson est le nombre adimensionnel utilisé pour comparer l'influence de la convection naturelle et celle de la convection forcée. Il peut être appliqué à écoulement dans un milieu poreux. Ce nombre est défini comme le rapport du nombre adimensionnel de Grashof et le carré du nombre adimensionnel de Reynolds.

Le nombre de Grashof (équation (4.1)) est calculé à l'aide de la méthode proposée par Hewitt [33] pour un milieu poreux, en prenant le rayon du milieu poreux comme longueur caractéristique.

Pour le nombre de Reynolds (équation (4.2)) qui indique si l'écoulement est turbulent ou laminaire, la question a déjà été traitée dans les chapitres précédents. L'approche retenue consiste à utiliser la vitesse superficielle du fluide et le diamètre des particules fines en tant que longueur caractéristique.

Si le nombre de Richardson (équation (4.3)) est très supérieur à 1, la convection naturelle domine l'écoulement concerné, tandis que s'il est très inférieur à l'unité, la convection forcée est prépondérante. Dans le cas étudié, la difficulté réside dans le calcul des nombres de Grashof et Reynolds en tenant compte du milieu poreux.

$Gr = \frac{g * \beta * \Delta T * r_{poreux} * \rho_f^2}{\mu_f^2}$	(4.1)
$Re = \frac{\rho_f * u_{sup} * r_{sa}}{\mu_f}$	(4.2)
$Ri = \frac{Gr}{Re^2}$	(4.3)

Le nombre de Richardson est fonction de la vitesse du fluide ainsi que de ses caractéristiques physiques, donc de la température. Il évolue donc en fonction au cours du temps et en fonction de la localisation choisie dans l'écoulement. Le nombre de Richardson est calculé pour une situation correspondant au début de la charge avec l'injection en jet, ce qui correspond au moment où la convection naturelle et la convection forcée du jet de fluide sont supposés avoir la plus grande influence.

Avec les valeurs utilisées dans le cas étudié (Tableau 12), le nombre de Richardson est supérieur à 10^6 , la convection naturelle est donc prépondérante par rapport à la convection forcée. L'étude de l'influence de la convection naturelle semble donc de première importance.

Grandeur	Symbole	Valeur
Gravité	g	9,81 kg.m/s ²
Coefficient d'expansion volumique du fluide (à 200°C)	β	0,000819/°C
Ecart de température (T charge – T décharge)	ΔT	120 °C
Rayon du milieu poreux	r_{poreux}	0,5 m
Masse volumique moyenne de l'huile (à 140 °C)	ρ_f	941 kg/m ³
Viscosité dynamique moyenne de l'huile (à 140 °C)	μ_f	0,00242 Pa.s
Nombre de Grashof calculé	Gr	$7,3 * 10^{10}$
Rayon d'un grain de sable	r_{sa}	0,0025 m
Vitesse superficielle moyenne	0,00054	m/s
Nombre de Reynolds calculé	Re	105
Nombre de Richardson calculé	Ri	$6,6 * 10^6$

Tableau 12 : grandeurs de calcul des nombres adimensionnels thermodynamiques.

4.1.2.3 Echange thermique

La dernière observation faite sur les résultats est celle des vitesses moyennes du fluide sur l'ensemble du domaine modélisé. Deux vitesses moyennes sont présentées à la Figure 53 : la vitesse absolue et la vitesse absolue pondérée par la différence de température, ces vitesses étant définies dans les équations (4.4) et (4.5).

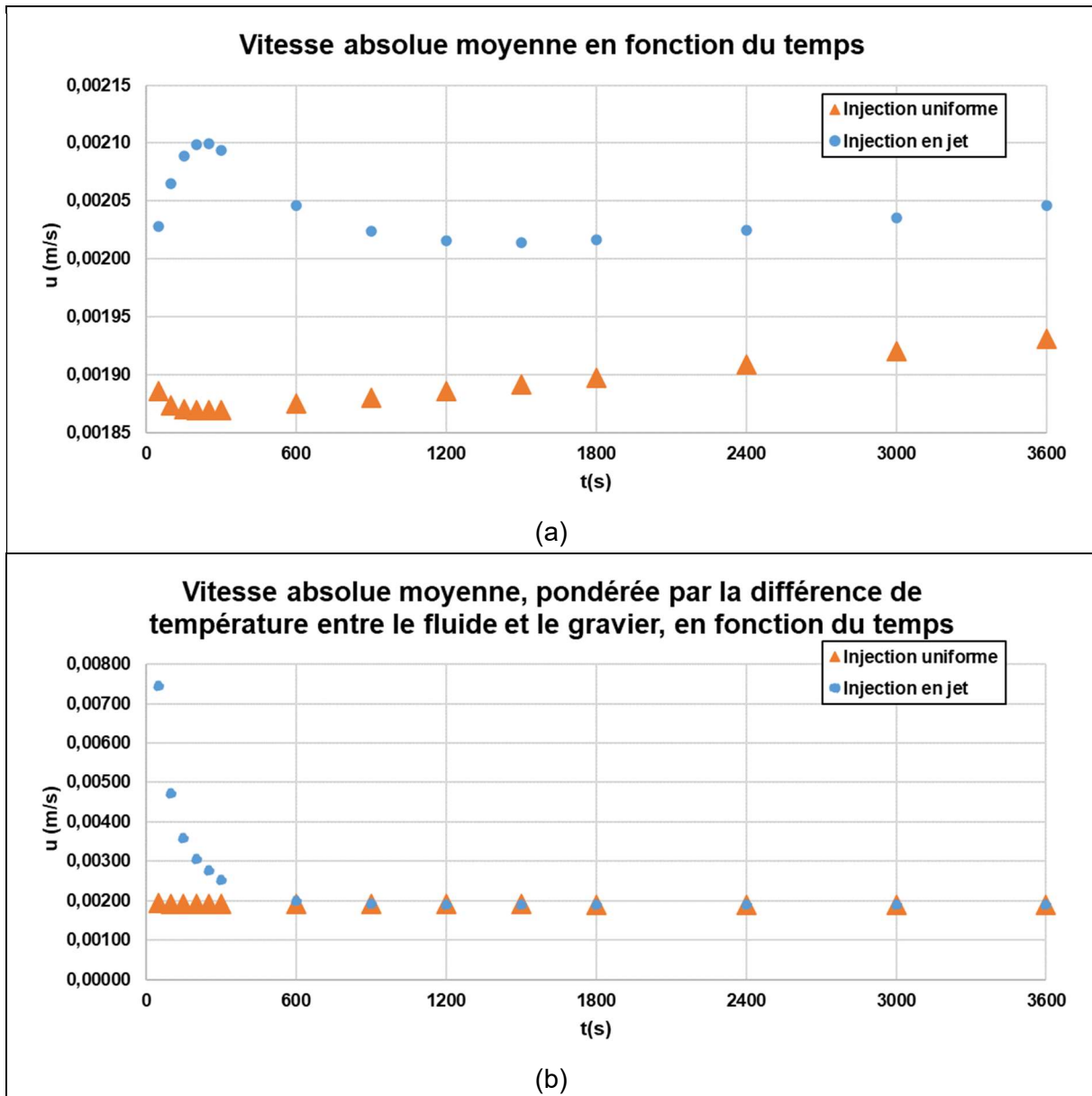


Figure 53 : vitesse moyenne (a) et vitesse moyenne pondérée par la différence de température entre le fluide et le gravier (b) au cours du temps, lors d'un essai de charge avec le modèle complet, pour les deux injections.

$u_{moy} = \frac{\sum_{poreux} u_{sup,cell} * V_{cell}}{V_{tot}}$	(4.4)
$u_{moy,Th} = \frac{\sum_{poreux} u_{sup,cell} * V_{cell} * (T_{gr} - T_f)_{cell}}{\sum_{poreux} V_{cell} * (T_{gr} - T_f)_{cell}}$	(4.5)

La vitesse pondérée par la différence de température permet de rendre compte de la vitesse du fluide dans les zones où une différence de température existe entre le fluide et le gravier et qu'il existe donc un potentiel d'échange thermique, celui-ci étant fonction de la vitesse du fluide d'après les corrélations choisies au Chapitre 3.

Il apparait clairement que la vitesse moyenne absolue est toujours légèrement plus élevée pour l'injection en jet (environ 5%), du fait de la vitesse radiale créée par la dispersion du jet,

qui n'existe pas dans le cas de l'injection uniforme. Par ailleurs, l'augmentation globale au cours du temps de la vitesse absolue provient de l'élévation globale de la température moyenne au cours de la charge. La baisse de la masse volumique crée un volume excédentaire qui, dans l'hypothèse du fluide incompressible ne peut s'évacuer qu'en augmentant le débit du fluide en aval, donc sa vitesse. Le pic initial de l'injection en jet et la baisse initiale de l'injection initiale ne sont pas expliqués mais sont de toute façon relativement faibles.

En revanche, la vitesse pondérée en différence de température montre une valeur initialement bien plus élevée dans le cas de l'injection en jet (environ 4 fois plus). Cette observation était attendue puisque le gradient thermique se trouve justement dans la zone d'influence du jet d'injection au début de l'essai, comme illustré par la carte de vitesse du fluide (Figure 54). L'influence de la vitesse du fluide sur l'échange thermique est donc à étudier.

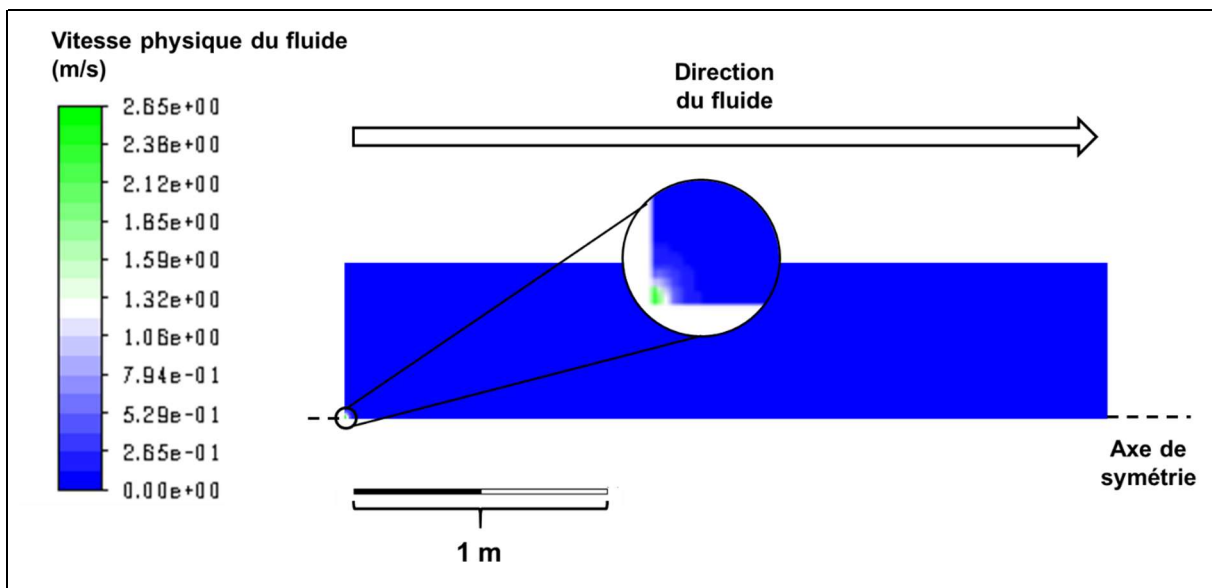


Figure 54 : carte de vitesse physique du fluide dans le cas de l'injection en jet, avec le modèle complet à 200 s.

Cette carte de vitesse montre également que le milieu poreux fait disparaître très rapidement l'effet de jet, puisqu'en quelques centimètres, la vitesse du jet est réduite de plus de 90%.

4.2 Sensibilité aux phénomènes physiques

L'objectif de la suite de cette étude est d'effectuer des tests de sensibilité du modèle aux phénomènes physiques listés précédemment pour déterminer si les effets mis en évidence avec le modèle complet sont bien dus aux phénomènes suspectés.

4.2.1 Influence des pertes thermiques

Le premier test effectué a pour objectif de vérifier l'influence des pertes thermiques. Les essais précédents sont répliqués en modifiant les conditions aux limites pour interdire tout échange thermique avec la paroi, le milieu poreux étant donc contenu dans un cylindre adiabatique.

La Figure 55 présente les différences d'énergie totale et d'énergie utile contenues au cours du temps dans le cas sans échange à la paroi (**SEP**), de façon équivalente à la Figure 51.

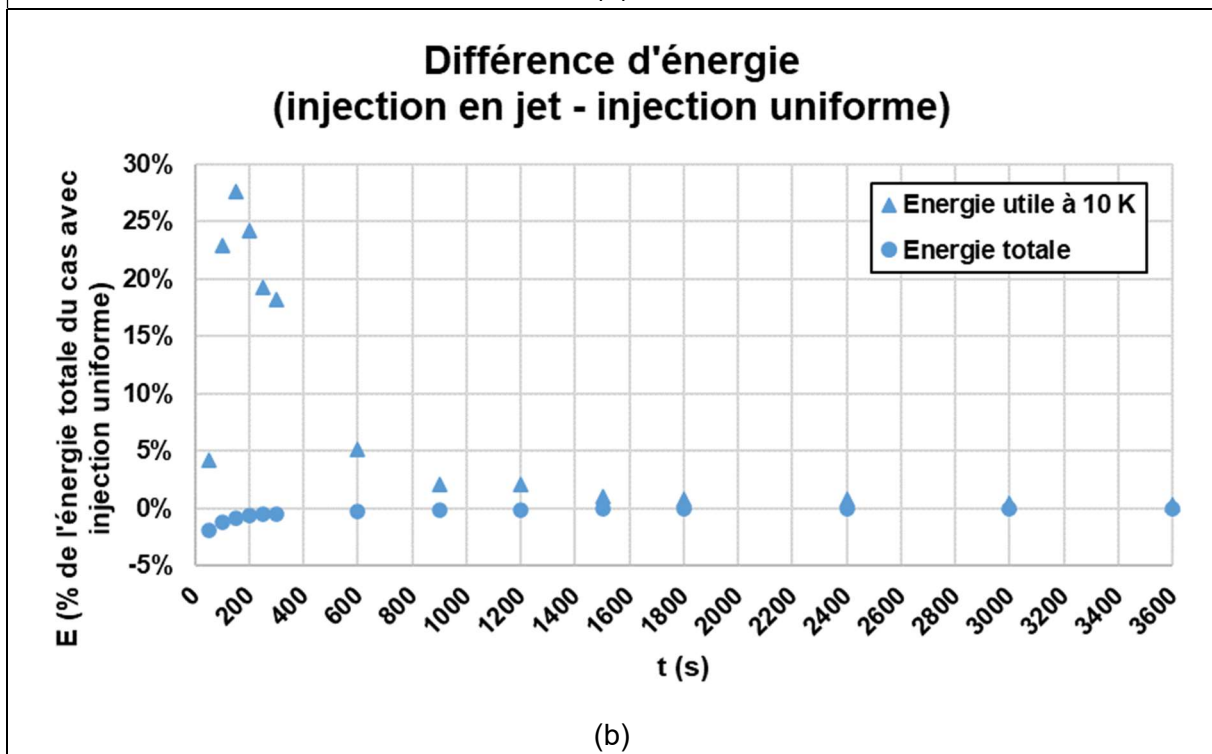
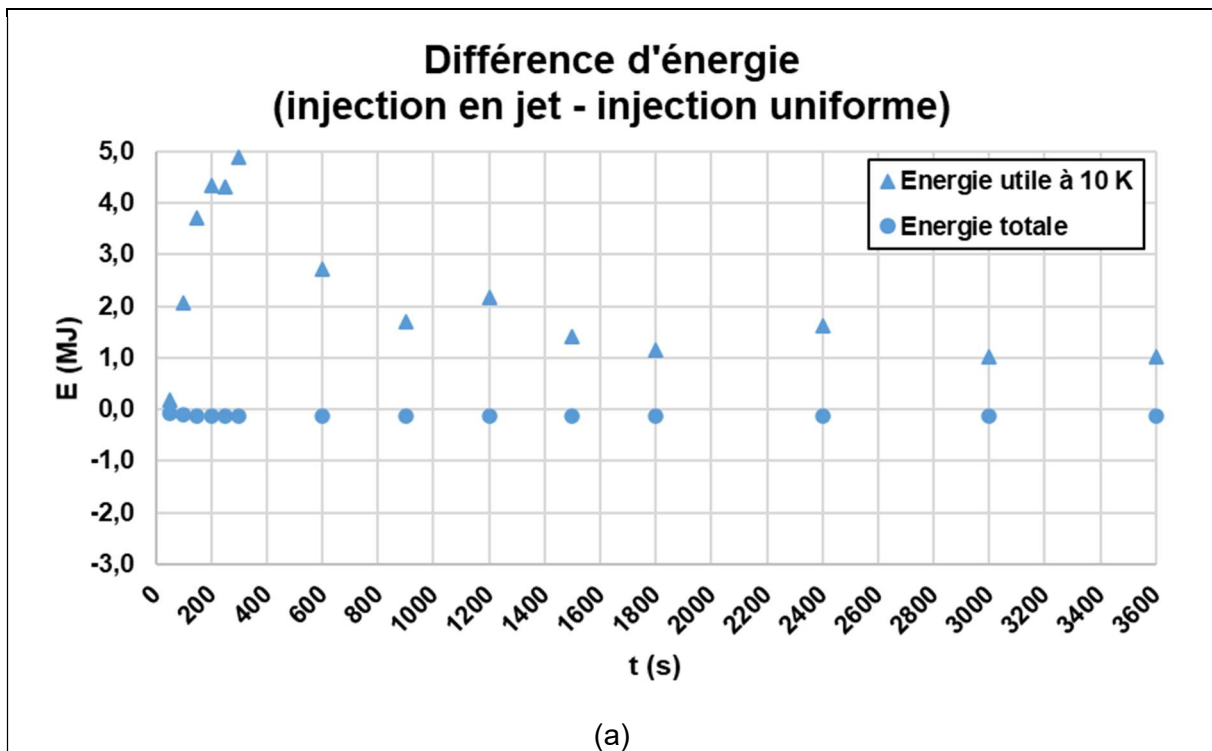


Figure 55 : différence d'énergie totale et utile à 10 K, au cours du temps, lors d'un essai de charge avec le modèle SEP. Résultats en valeur absolue (a) et en % de l'énergie totale du cas d'injection uniforme (b). 50% du temps total de calcul représenté.

Sans échange à la paroi, la différence d'énergie totale n'augmente plus au cours du temps. Ce résultat valide l'hypothèse concernant les pertes thermiques et la différence d'énergie totale contenue dans le milieu poreux. Ceci signifie qu'en l'absence de pertes thermiques, l'énergie distribuée via le fluide dans le système, depuis le début de l'essai, est bien la même pour les deux injections. Il n'y a donc pas de biais numérique majeur et la comparaison des énergies utiles au cours du temps reste un critère pertinent.

La différence d'énergie utile conserve le même comportement général mais change sensiblement lors de la phase de diminution de la différence, tel qu'illustré par la comparaison entre le modèle complet et le modèle SEP de la Figure 56.

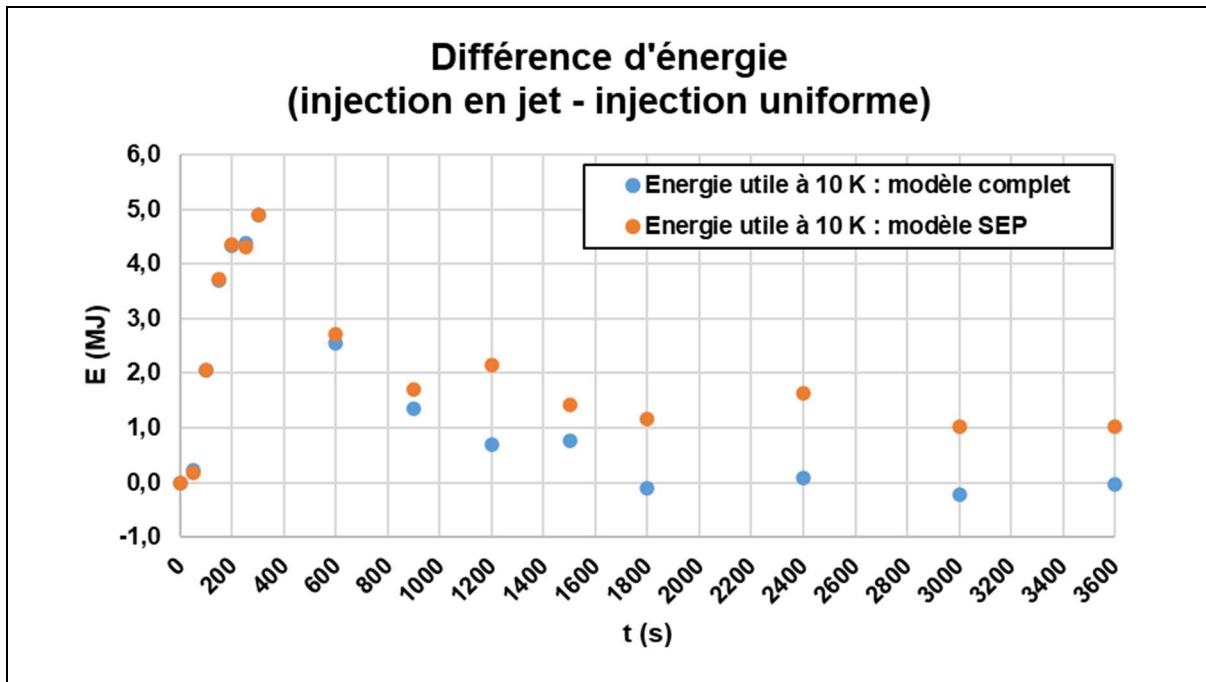


Figure 56 : comparaison des différences d'énergie utile à 10 K, au cours du temps, lors d'un essai de charge avec le modèle SEP et le modèle complet. Résultats en valeur. 50% du temps total de calcul représenté.

Pendant la phase d'augmentation, les énergies utiles sont indiscernables entre les cas, ce qui suppose que les pertes thermiques ont un impact négligeable ou nul sur le ou les phénomènes responsables des meilleures performances initiales de l'injection en jet.

En revanche, à partir du moment où la différence entre les injections commence à diminuer, un écart apparaît. La différence d'énergie utile diminue plus vite pour le modèle complet et se stabilise autour de 0 MJ, alors que pour le modèle sans perte thermique l'asymptote semble avoir une valeur de 1 MJ, soit 20 % de l'écart maximum et 0,16 % de l'énergie stockable maximale.

Cette observation semble indiquer que les pertes thermiques ont un impact sur la diminution de l'écart entre les injections avec le temps. Le fait que la diminution de l'écart ait la même vitesse à son début (300 à 900 s) et qu'un écart subsiste dans le cas sans pertes conduit à penser que les pertes thermiques ne sont pas le phénomène principal responsable de la baisse de l'avantage de l'injection, mais sont responsables de sa disparition complète. L'hypothèse proposée, mais n'ayant pas pu être testée, est que la vitesse à la paroi, supérieure dans le cas de l'injection en jet, améliore l'échange thermique par convection et donc augmente les pertes thermiques. Cette augmentation des pertes thermiques participerait à réduire l'avantage de l'injection en jet observée avec le modèle complet, cet effet disparaissant avec le temps, lorsque le gradient thermique s'éloigne de la zone d'augmentation de la vitesse à la paroi.

Un autre effet reste à expliquer : un faible écart d'énergie totale reste présent au début du calcul et ne disparaît pas, bien que sa valeur relative devienne rapidement négligeable. L'explication avancée est que l'écart viendrait de la différence de maillage entre les deux cas d'injection, induisant une erreur numérique (qui reste faible) lors des premiers pas de temps, l'injection uniforme mettant plus de temps à se stabiliser.

4.2.2 Influence de la convection naturelle

Le calcul du nombre de Richardson a montré que la convection naturelle joue un rôle important en début de calcul dans le comportement thermohydraulique du système en présence d'un jet axial.

Pour tester l'influence de la convection naturelle, les mêmes tests que précédemment, sont réalisés, en désactivant la gravité. De cette manière, la variation de masse volumique du fluide avec la température ne conduira pas à la mise en place de mouvements de convection naturelle. Les pertes thermiques sont à nouveau désactivées via l'échange entre le fluide et la paroi et le modèle est donc « sans échange à la paroi et sans gravité » (**SEP-SG**).

Les mêmes différences d'énergie au cours du temps que précédemment sont présentées dans la Figure 57.

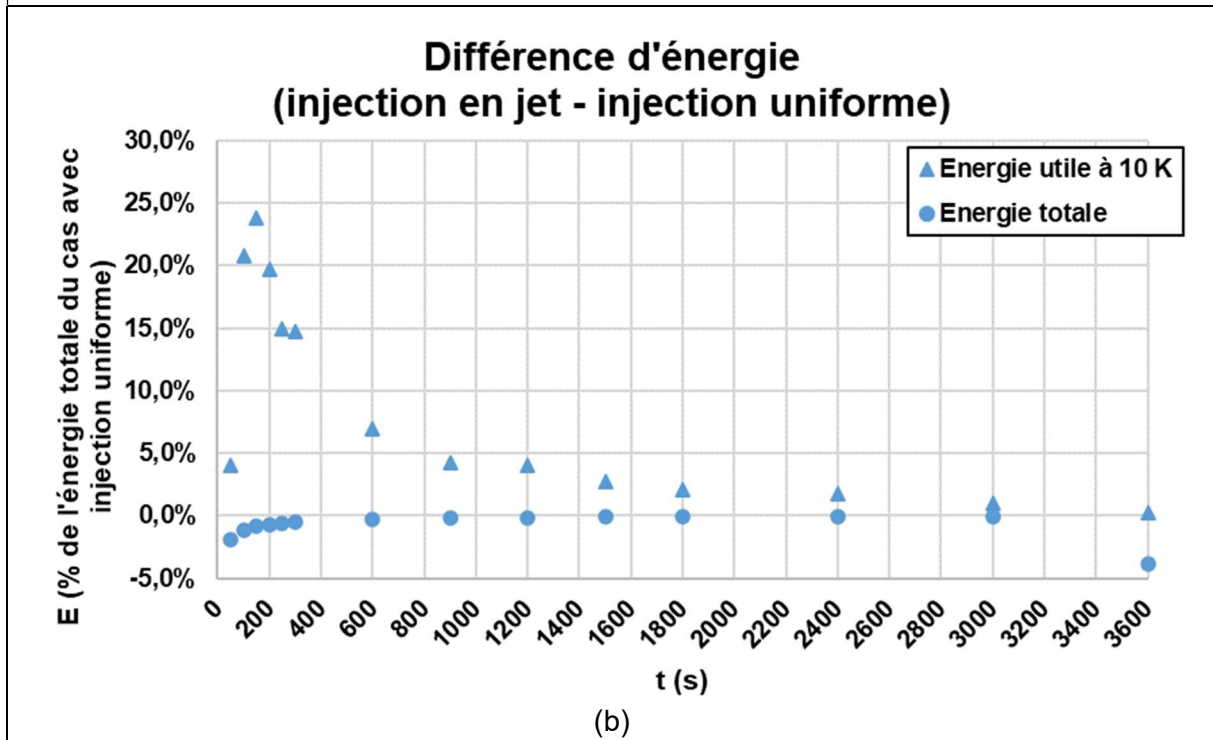
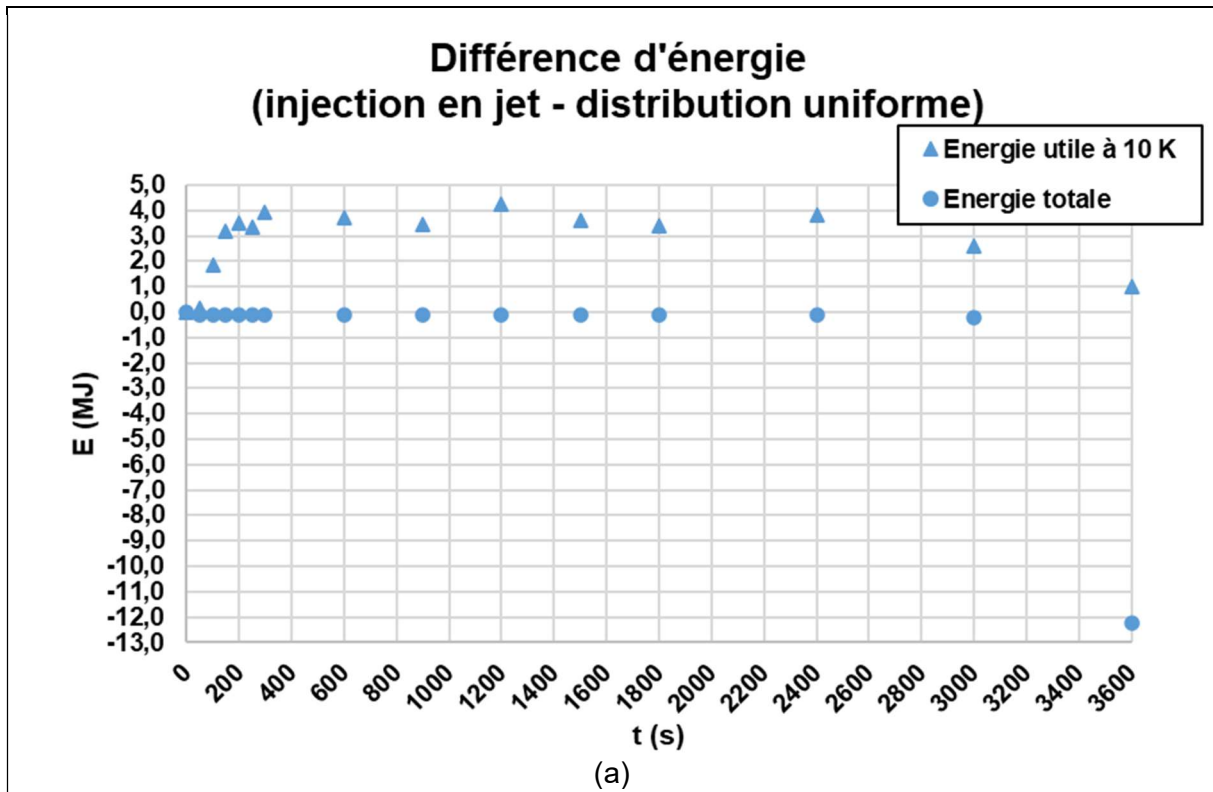


Figure 57 : différence d'énergie totale et utile à 10 K, au cours du temps, lors d'un essai de charge avec le modèle SEP-SG. Résultats en valeur (a) et en % de l'énergie totale du cas de l'injection uniforme (b). 50 % du temps total de calcul représenté.

Contrairement aux cas précédents, la différence d'énergie utile créée au début du test ne diminue pas en valeur au cours du temps. En termes de température, cela signifie que l'injection en jet axial conserve un gradient thermique occupant moins de volume tout au long de la charge. La convection naturelle intervient donc bien dans la perte de l'avantage pris par l'injection axiale avec le modèle complet.

La Figure 58 présente les cartes de température du fluide peu de temps après le début du test, pour les modèles complet et SEP-SG, dans les deux cas d'injection.

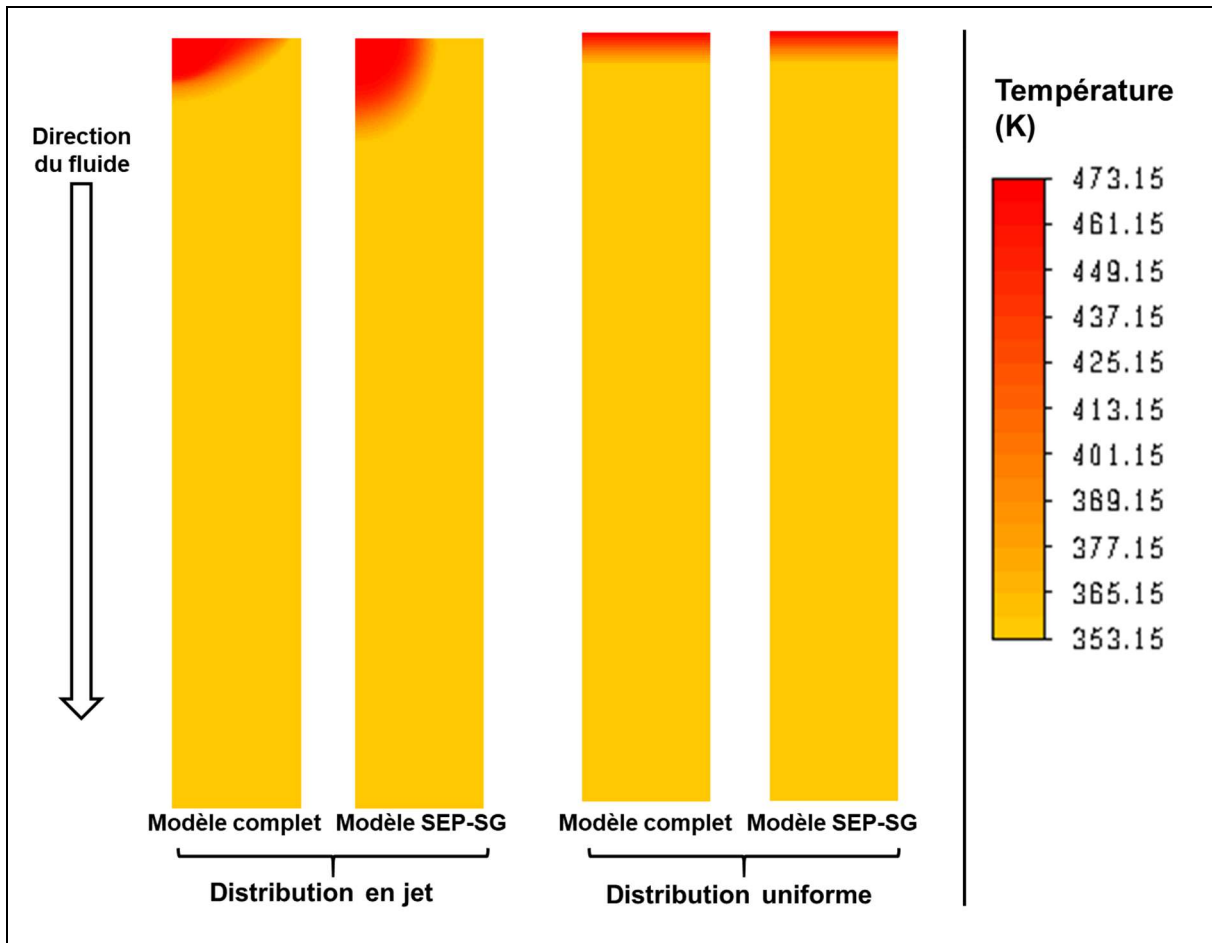


Figure 58 : cartes de température du fluide à 100 s pour les modèles complets et SEP-SG dans les deux cas de distribution (injection). Géométrie 2D-axisymétrique, axe aux frontières gauches des cartes.

En comparant le cas de l'injection en jet avec et sans gravité, l'influence de la gravité est clairement visible : le gradient thermique est beaucoup plus horizontal dans le cas du modèle avec gravité.

La présence de convection naturelle dans le cas de l'injection en jet semble donc faire apparaître une source supplémentaire d'épaississement du gradient thermique, ce qui induit une baisse de sa température moyenne et donc de la qualité de l'énergie contenue. Par ailleurs, l'épaississement du gradient thermique dans le liquide se répercute directement sur le sable, qui est à la même température, et sur le gravier avec lequel les échanges thermiques seront dégradés du fait d'une différence de température moyenne plus basse, réduisant encore l'efficacité du stockage.

La comparaison des écarts d'énergies utiles des modèles montre également que leur maximum n'atteint pas la même valeur. Ces écarts sont présentés à la Figure 59.

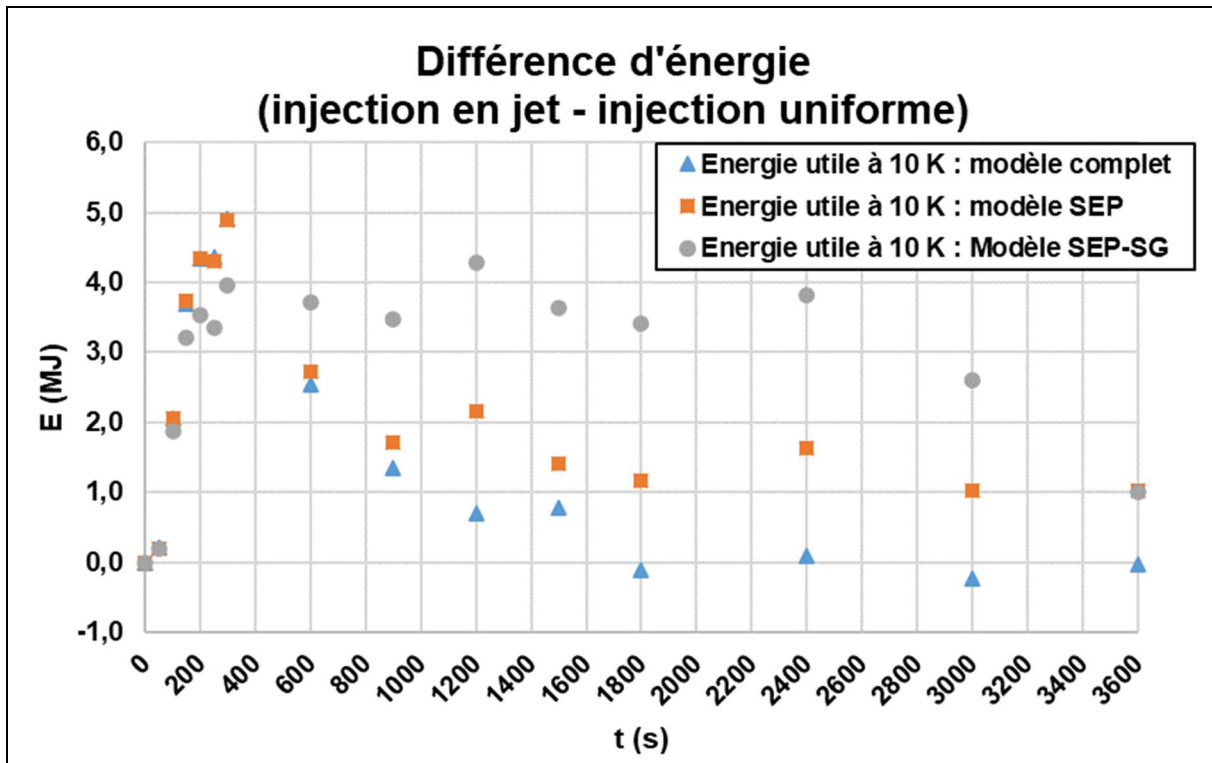


Figure 59 : comparaison des différences d'énergie utile à 10 K, au cours du temps, lors d'un essai de charge avec le modèle SEP-SG, le modèle SEP et le modèle complet. 50 % du temps total de calcul représenté.

Sans gravité, le maximum de différence utile est toujours observé à 300 s mais sa valeur est 20 % plus faible, à 4 MJ. La gravité a donc un second effet, inverse au premier, qui contribue à améliorer, en début de charge, l'efficacité du stockage dans le cas de l'injection en jet. A cette étape de l'étude, ceci ne peut pas encore être expliqué mais la gravité n'est pas seule en cause et n'est pas le phénomène principal comme le montrera la suite de l'étude.

La Figure 57 montre également un nouveau comportement apparu dans ces essais sans gravité : à partir d'environ 40 % du test (3000 s), une forte différence d'énergie totale apparaît et s'accroît avec le temps, accompagné d'une diminution progressive du surplus d'énergie utile de l'injection en jet. Cette différence est le résultat du début de la sortie du gradient thermique (donc d'une partie de l'énergie chargée) de la cuve, uniquement dans le cas de l'injection en jet du fait de la différence de forme des fronts thermiques. La Figure 60 illustre ce phénomène.

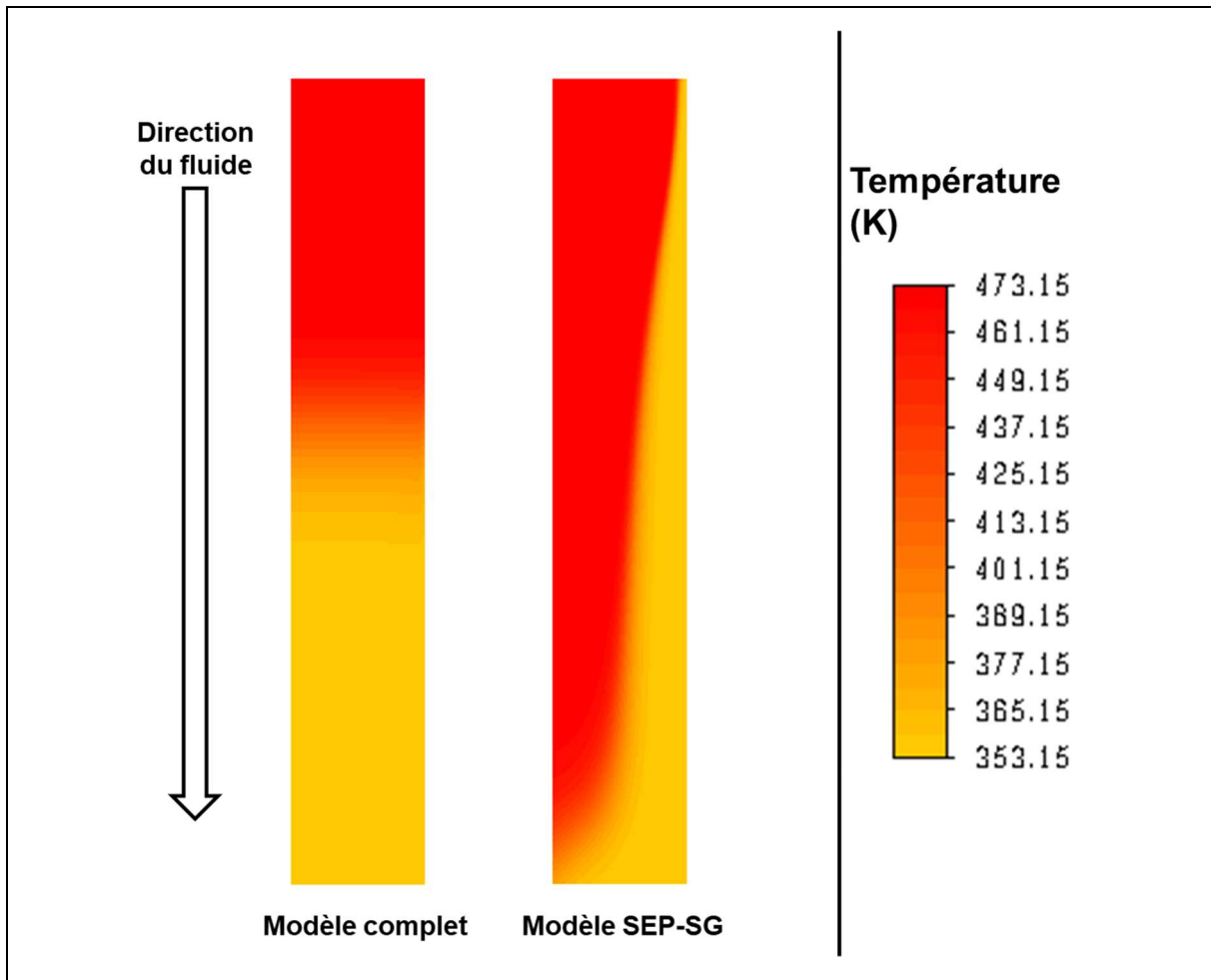


Figure 60 : cartes de température du fluide à 3000s dans le cas d'injection en jet pour les modèles complet et SEP-SG. Géométrie 2D-axisymétrique, axe aux frontières gauches des cartes.

Le gradient thermique a visiblement commencé à sortir du domaine vers 3000 s de calcul dans le cas de l'injection en jet. La quantité d'énergie totale contenue n'est donc plus la même et la comparaison n'a plus de sens à partir de ce point.

4.2.3 Influence de la vitesse du fluide

Le test suivant a pour objectif d'expliquer l'augmentation initiale d'énergie utile plus rapide dans le cas de l'injection en jet. L'influence de la vitesse du fluide est étudiée en répétant les tests précédents, toujours sans perte thermique ni gravité, mais en rendant les coefficients d'échange thermique entre le fluide et les solides indépendants de la vitesse du fluide.

Comme indiqué lors du développement du modèle au chapitre 3, les corrélations de Wakao [39] et Dixon [53] utilisées font intervenir la vitesse locale du fluide pour calculer le flux thermique échangé entre le fluide et les phases solides. Ces corrélations sont modifiées en remplaçant la vitesse calculée par la valeur de la vitesse superficielle moyenne, calculée à partir de la vitesse d'écoulement réelle moyenne (Tableau 11).

La Figure 61 présente les différences d'énergie totale et d'énergie utile dans ce nouveau cas « sans échange à la paroi, sans gravité et à coefficients d'échange indépendants de la vitesse » (**SEP-SG-HindepU**).

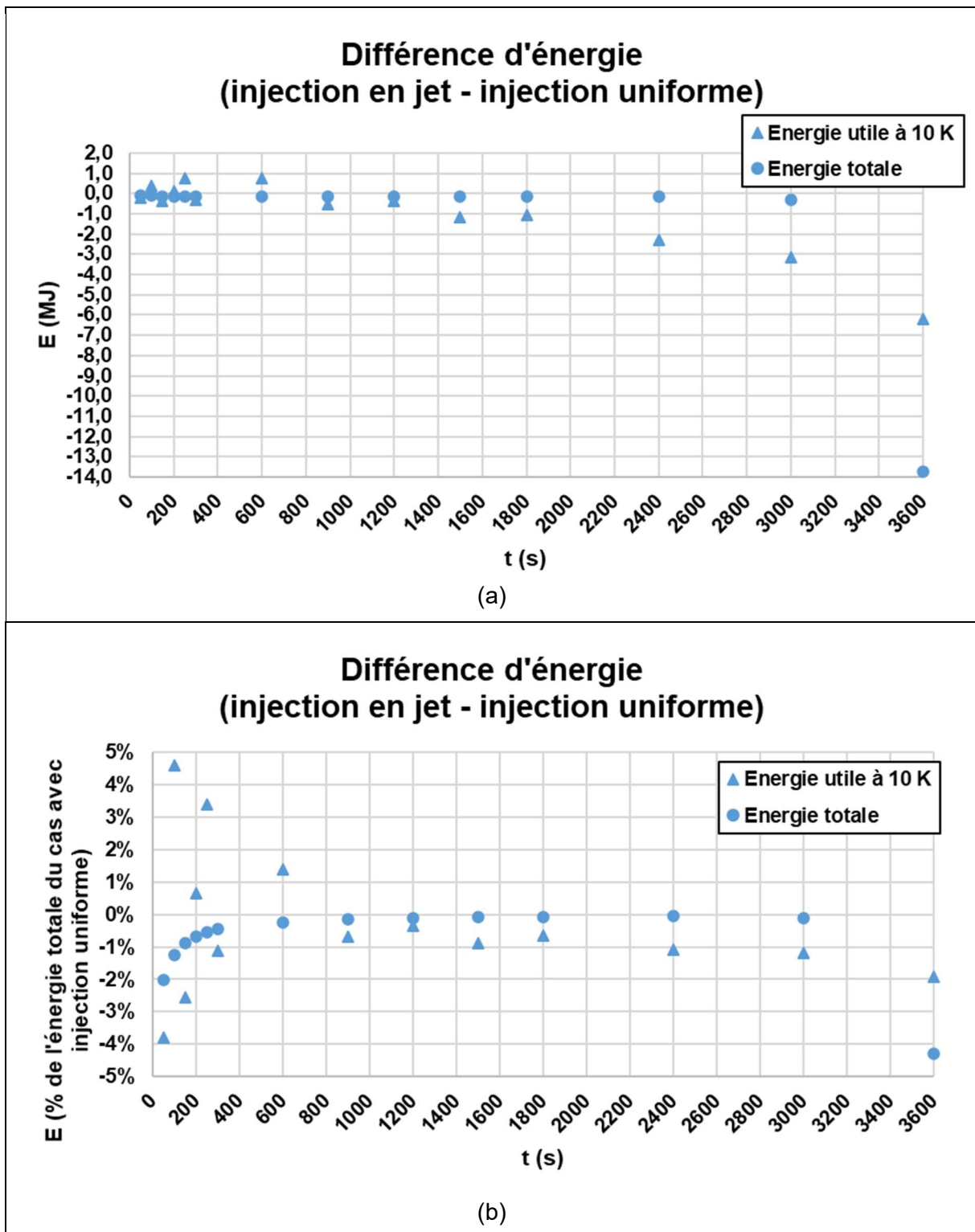


Figure 61 : différence d'énergie totale et utile à 10 K, au cours du temps, lors d'un essai de charge avec le modèle SEP-SG-HindepU. Résultats en valeur (a) et en % de l'énergie totale du cas l'injection uniforme (b). 50% du temps total de calcul représenté.

L'indépendance des échanges thermiques entre le fluide et les solides fait disparaître l'avantage pris par l'injection axiale au début de la charge. Pendant les 300 premières secondes, la différence d'énergie utile entre les deux injections oscille autour de la valeur nulle. Ceci indique que le phénomène responsable de l'augmentation initiale de l'énergie utile de l'injection en jet a disparu ou a été fortement diminué.

L'hypothèse concernant l'influence de la vitesse du fluide proposée à partir du cas complet (Figure 53) est confirmée. En augmentant localement la vitesse du fluide, l'injection en jet augmente l'efficacité de l'échange thermique entre le fluide caloporteurs et les solides de stockage, ce qui réduit l'épaississement du gradient thermique. Après un certain temps, lorsque le milieu poreux est en partie chargé, il n'y a plus d'échange thermique dans la zone où le jet de fluide a une influence, ce qui explique que cette injection cesse de voir son avantage augmenter.

Par ailleurs, l'influence de la vitesse du fluide peut également expliquer le second effet de la convection naturelle précédemment évoqué. La Figure 62 présente les vitesses moyennes des modèles SEP et SEP-SG.

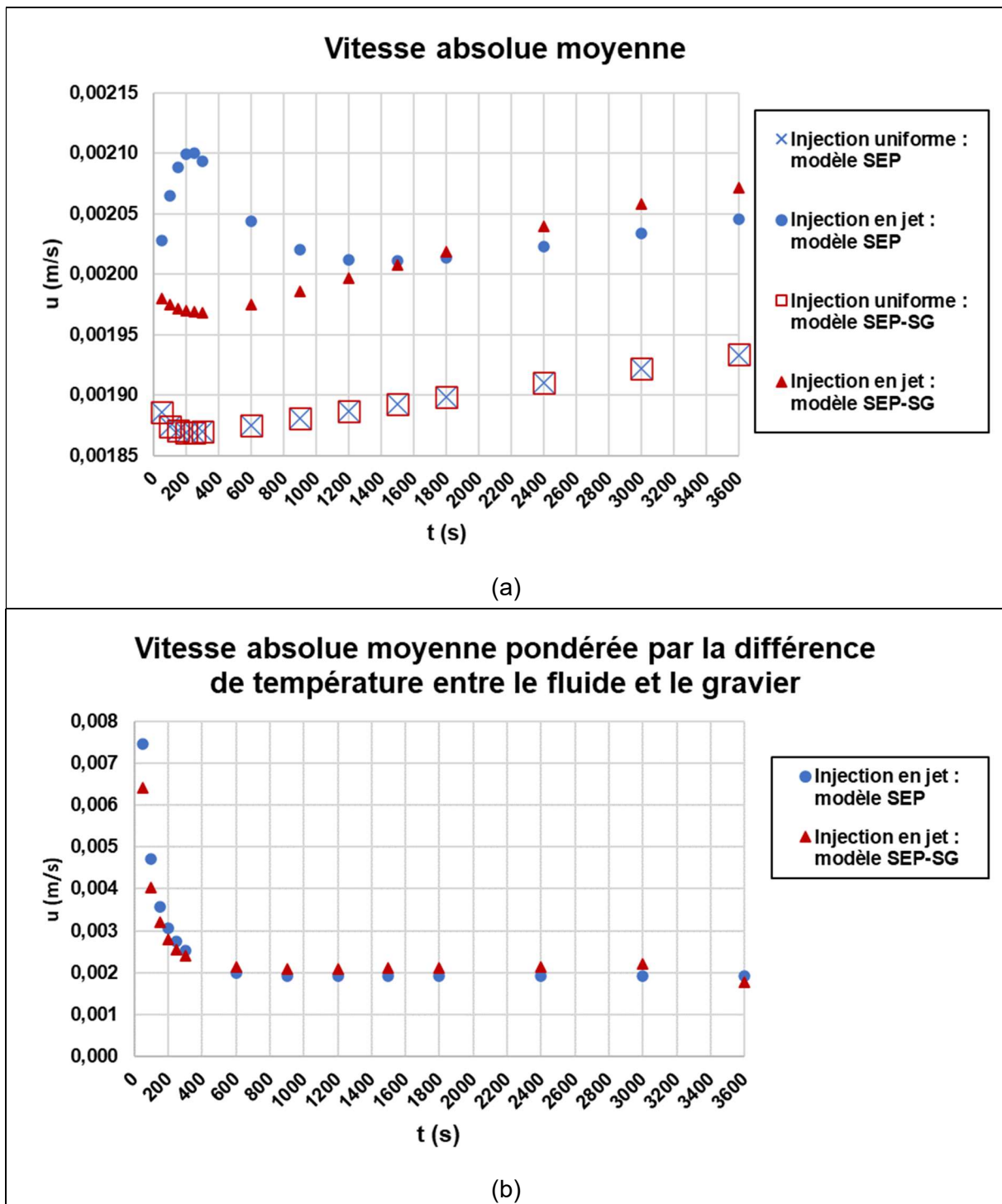


Figure 62 : vitesse moyenne (a) et vitesse moyenne pondérée par la différence de température entre le fluide et le gravier (b) au cours du temps, lors d'un essai de charge avec le modèle SEP et le modèle SEP-SG, pour les deux injections (a) ou seulement l'injection en jet (b).

Ces courbes de vitesses au cours du temps montrent que la gravité modifie la vitesse moyenne du fluide, uniquement pour l'injection en jet. Avec le modèle sans gravité, les vitesses sont plus élevées au début de la charge, puis moins élevées. Cet effet étant visible sur la vitesse pondérée par la différence de température, il pourrait influencer les performances de stockage ; la convection naturelle augmenterait localement la vitesse du fluide, ce qui participerait à intensifier l'échange thermique entre le fluide et le solide, ce qui expliquerait l'écart d'énergie

utile entre les modèles SEP et SEP-SG. Le signe de la différence d'énergie utile au début de la charge (Figure 51) est cohérent avec l'explication proposée

Dans la suite de la charge le signe de la différence de vitesse pondérée s'inverse, ce qui signifierait que la convection naturelle tend à réduire la vitesse locale dans les zones de fort échange thermique entre le fluide et les solides. La valeur de cette différence est plus faible que celle observée en tout début de charge ce qui rendrait probablement ces effets quasiment invisibles.

4.3 Essais complémentaires

D'autres essais sont réalisés pour obtenir des informations complémentaires sur l'influence de la distribution.

4.3.1 Décharge

Le premier test complémentaire consiste à reprendre le modèle complet pour effectuer un test de décharge. Les conditions des premiers essais sont adaptées : initialement le milieu poreux est intégralement à la température maximale et un débit de fluide à température basse est injecté (Tableau 13).

Grandeur	Valeur
Température initiale (°C)	200
Température d'entrée du fluide (°C)	80
Vitesse d'écoulement réelle moyenne cible à 200 °C (m/s)	0,002
Débit massique correspondant à 200 °C (kg/s)	1,39
Vitesse d'entrée correspondante en injection uniforme à 80°C (m/s)	0,0018
Vitesse de sortie moyenne en collecte en jet (m/s)	2,959
Temps maximal d'essai (s)	7200

Tableau 13 : grandeurs caractéristiques des tests numériques en décharge.

La géométrie des essais en charge est adaptée à ce nouveau cas (Figure 63).

Dans cette configuration, l'entrée du fluide est identique pour les deux cas, seule la collecte du fluide (sa sortie) diffère. Le même profil de vitesse uniforme est imposé en entrée tandis que la surface de sortie en haut de la cuve diffère. La collecte uniforme permet la sortie sur la totalité de la surface et la collecte en jet ne permet d'utiliser qu'une surface circulaire, centrée sur l'axe du milieu, le reste de la surface étant une frontière sans inertie ni échange thermique.

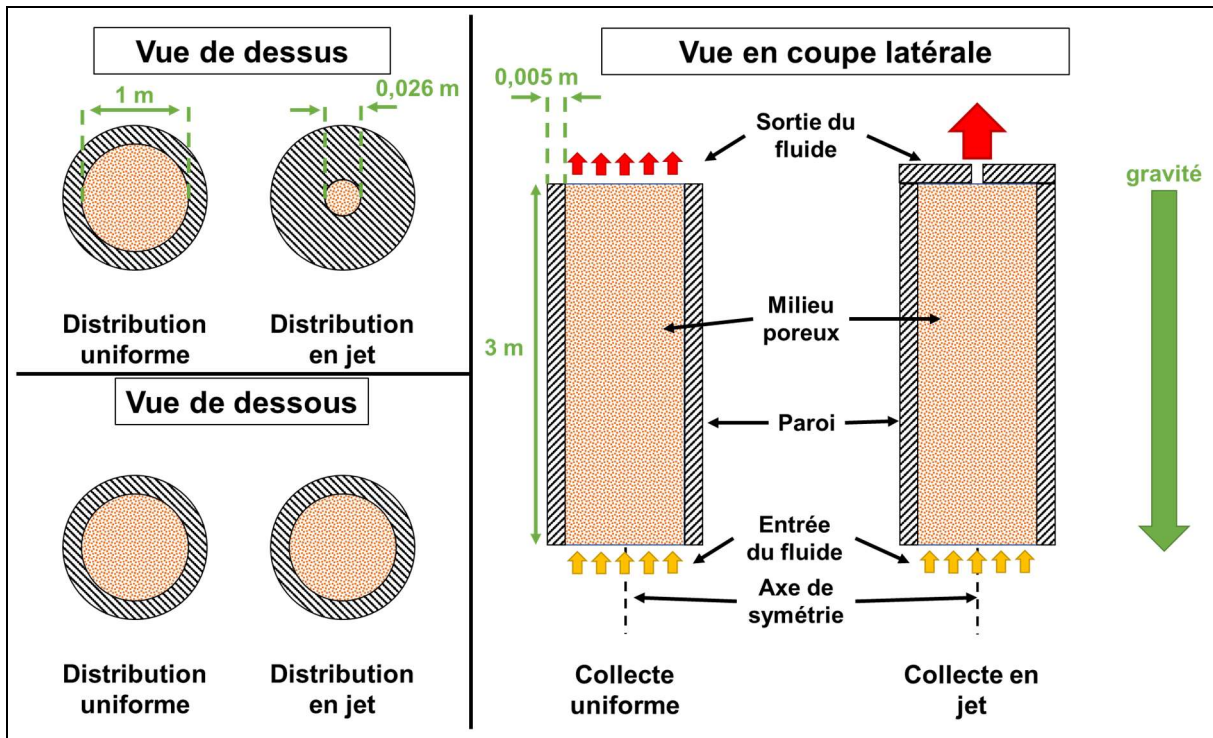


Figure 63 : schéma de principe des géométries de test numérique en décharge.

4.3.1.1 Energie totale

La Figure 64 présente la puissance thermique évacuée du système lors de l'essai de décharge pour les deux collectes. Cette puissance est calculée par intégrale temporelle de l'énergie totale contenue au cours du temps (équation (4.6)). Les essais ayant été réalisés avec le modèle complet, ces valeurs incluent la puissance portée par le fluide sortant du système, ainsi que les pertes thermiques.

$W_s[t - \Delta t; t] = \frac{E_{tot}(t) - E_{tot}(t - \Delta t)}{\Delta t}$	(4.6)
--	-------

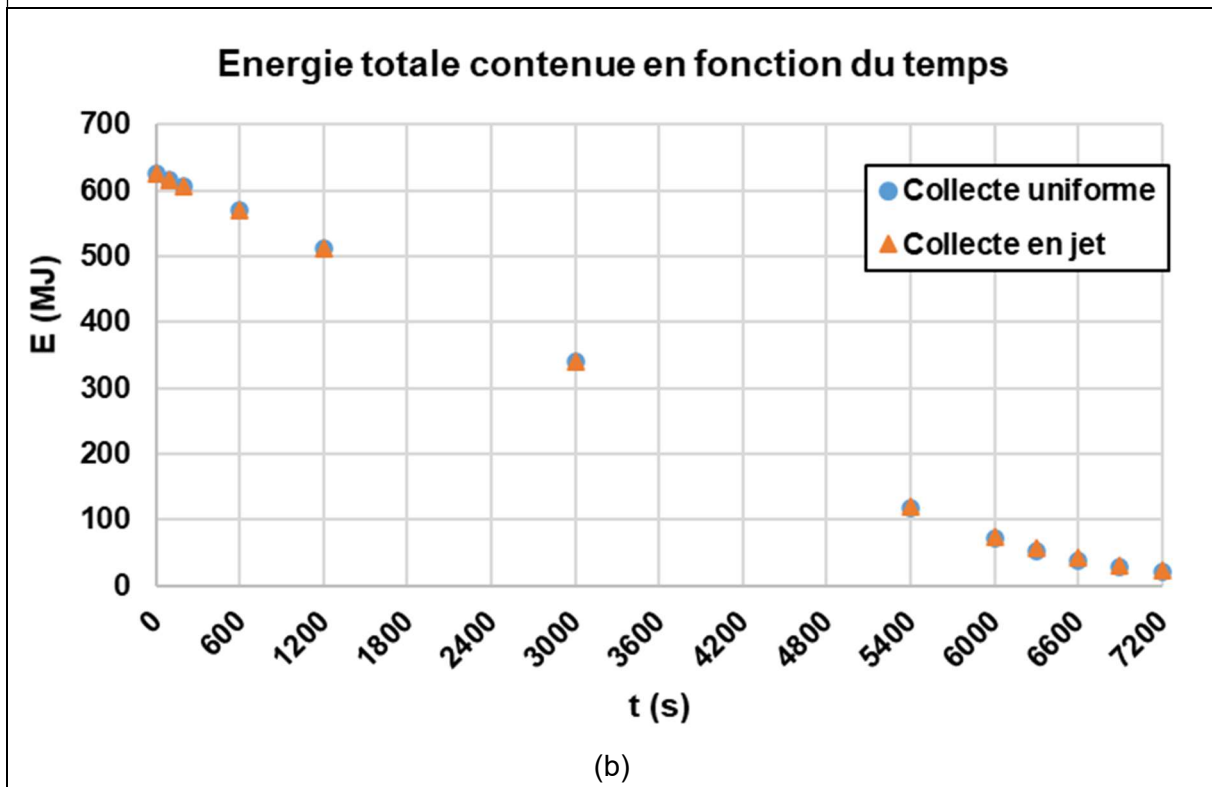
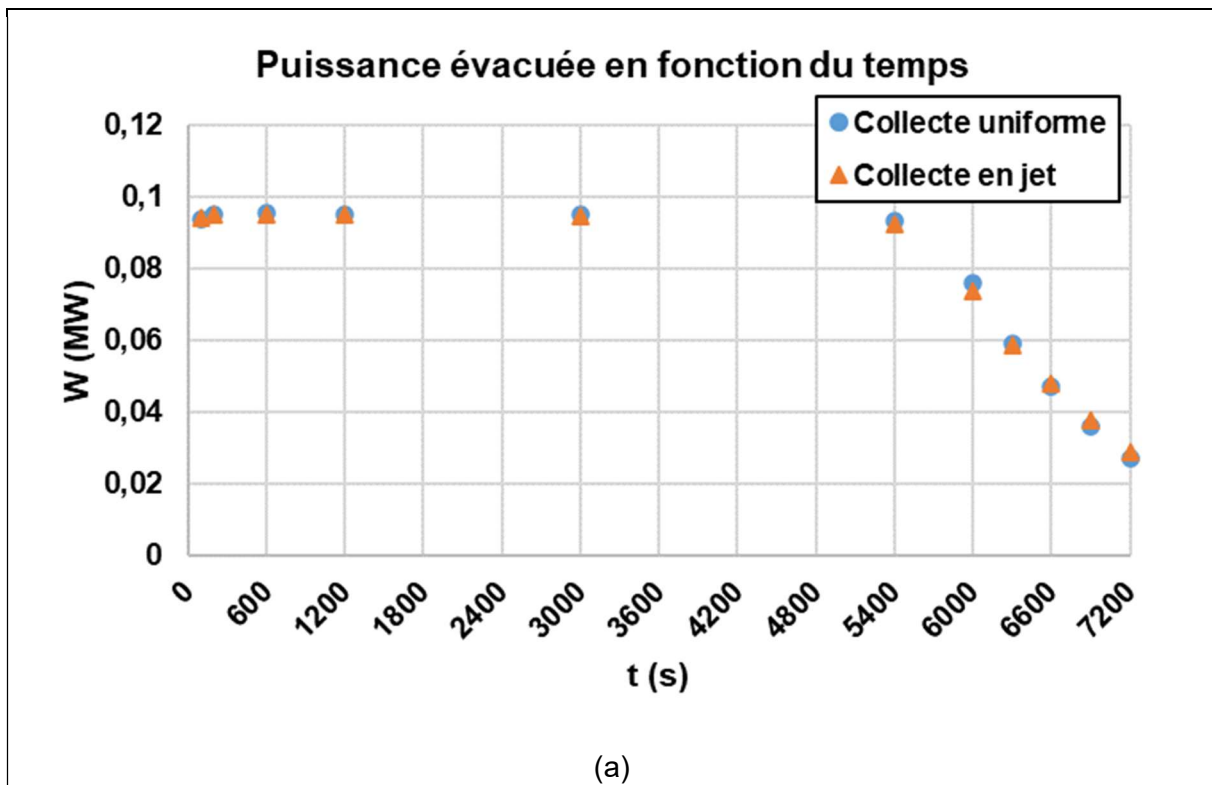


Figure 64 : (a) puissance thermique évacuée du milieu poreux et (b) énergie totale contenue au cours du temps lors de l'essai de décharge avec le modèle complet, pour la collecte uniforme et la collecte en jet.

Il apparaît clairement qu'en terme d'énergie totale et de puissance évacuée hors du milieu poreux, les deux cas de collecte sont indiscernables. Ceci montre que les deux collectes peuvent être comparées, l'influence des pertes thermiques et d'éventuelles différences numériques étant négligeables. La seule autre possibilité, consistant en ce que d'éventuelles différences se compensent quasi parfaitement entre elles, paraît peu probable.

Il est à noter que la présence d'une puissance évacuée et d'une énergie totale contenue identiques pour les deux collectes ne préjuge pas de la quantité d'énergie utile qui pourra être récupérée dans chaque cas.

4.3.1.2 Energie utile

La Figure 65 présente la température moyenne mesurée sur la surface de sortie du fluide lors des essais de décharge complète avec le modèle complet, pour les deux collectes.

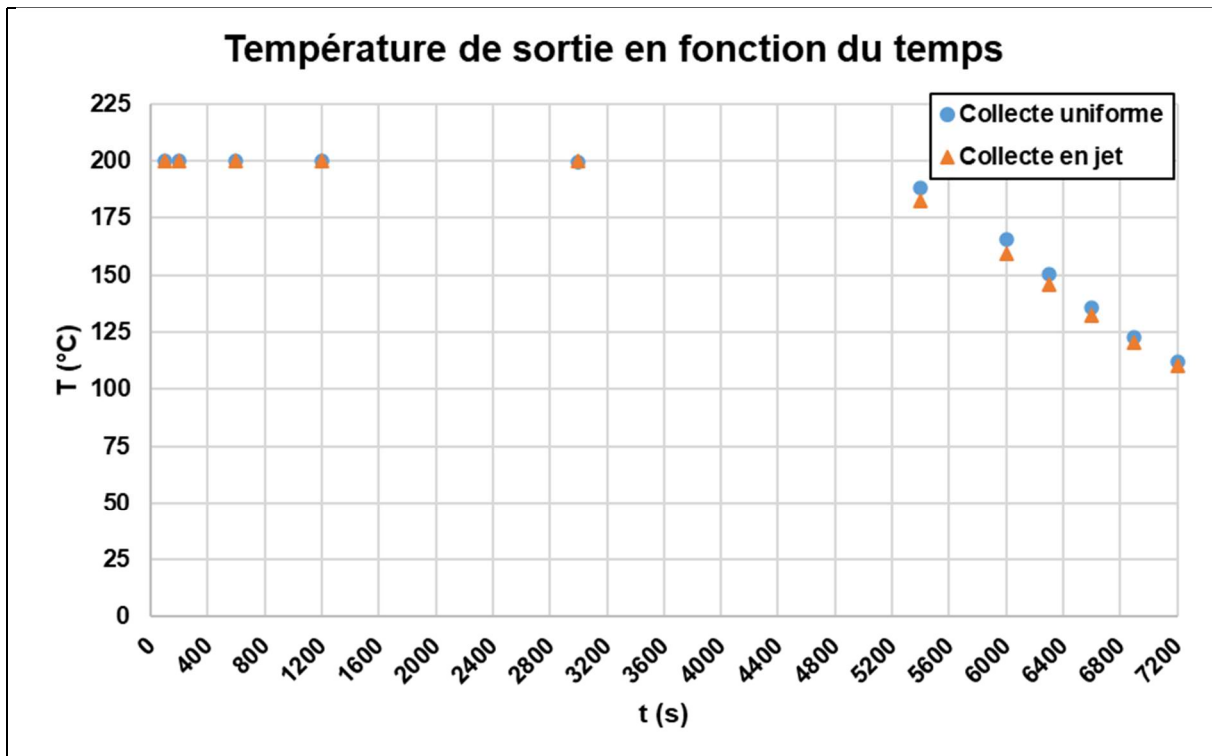


Figure 65 : température du fluide déchargé dans le cas d'une décharge avec le modèle complet, pour les deux collectes.

Cette figure montre que la température de sortie n'évolue pas de la même manière lors de la décharge suivant la méthode de collecte du fluide. La température de sortie de la collecte en jet diminue plus rapidement que celle de la collecte uniforme (lorsque le gradient thermique commence à être évacué). Ceci indique que la qualité de l'énergie évacuée baisse plus vite dans le cas de la collecte en jet.

La Figure 66 présente la quantité d'énergie utile contenue le système au cours du temps.

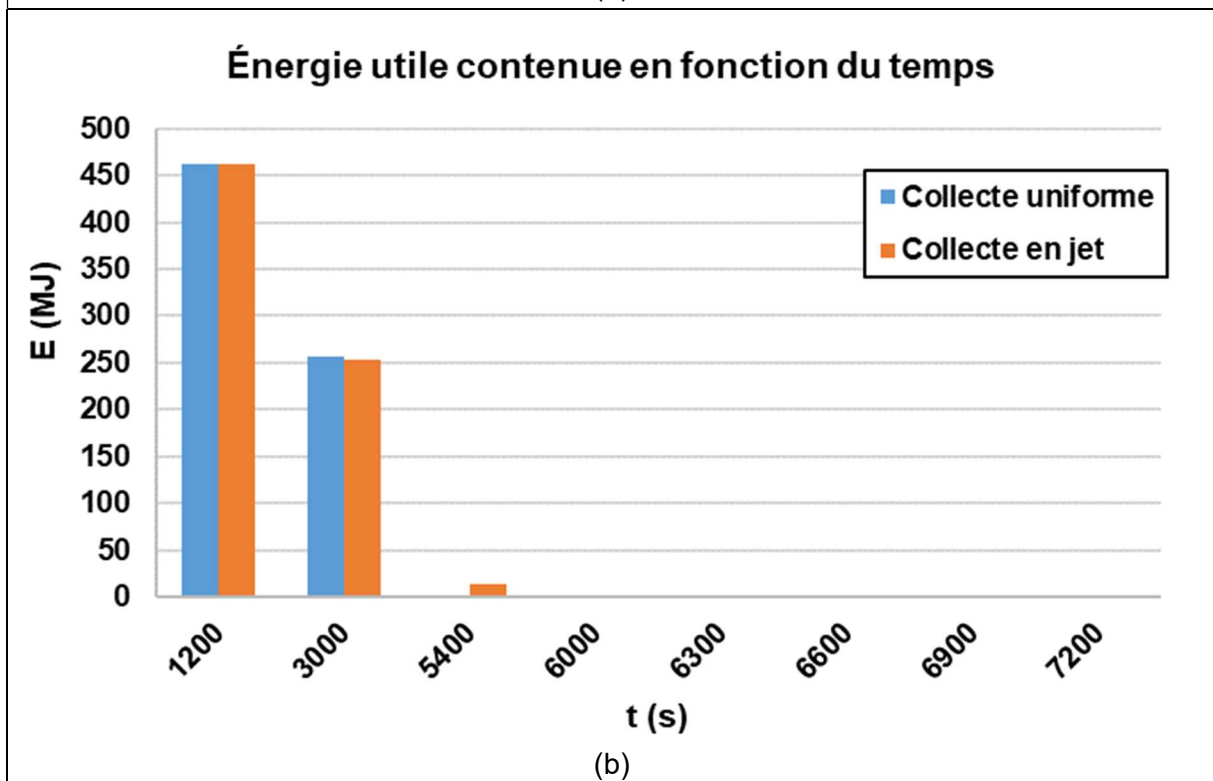
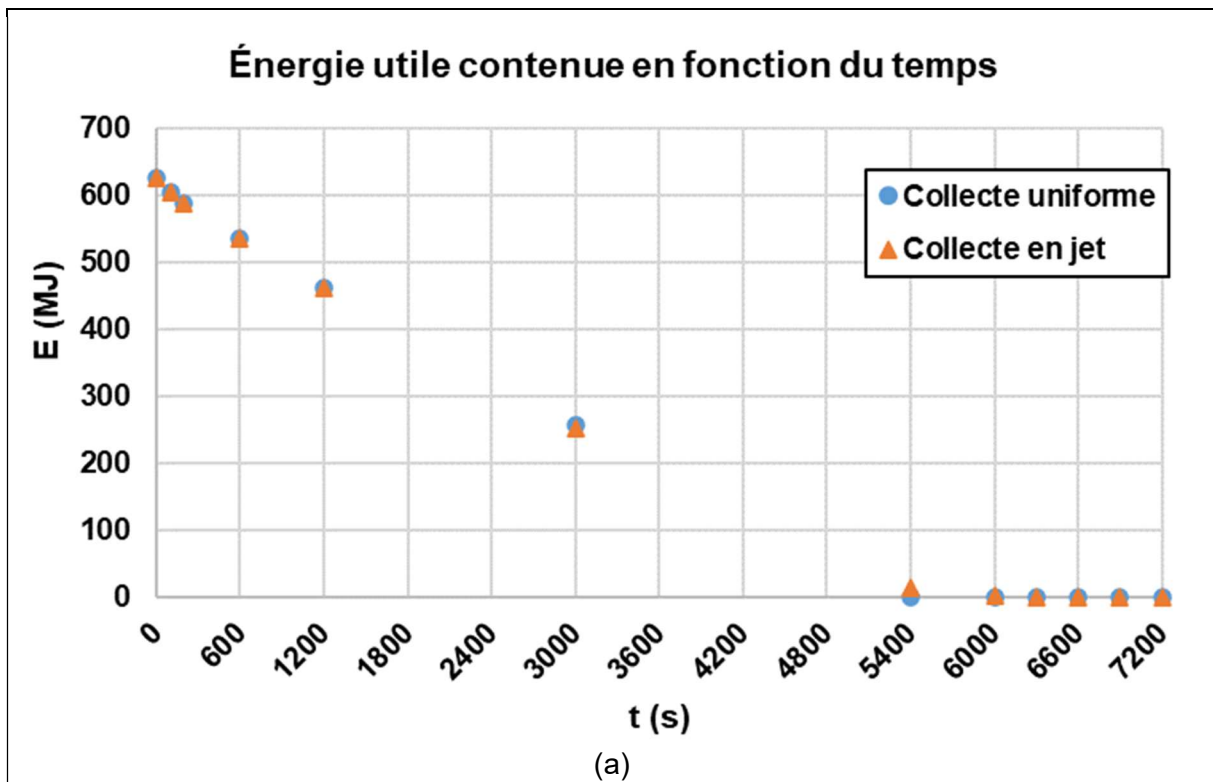


Figure 66 : énergie utile contenue dans le système au cours de l'essai de décharge avec le modèle complet, pour la collecte uniforme et la collecte en jet. Pendant la durée totale du test (a) et pendant la période entre 1200 s et la fin (b).

Cette figure montre qu'il existe bien une différence d'énergie utile perdue par le système au cours du temps mais que cette différence n'apparaît de façon notable qu'à partir de 3000 s ; c'est-à-dire le moment à partir duquel la température en sortie du système commence à décroître. A 1200 et 5400 s l'essai avec collecte uniforme contient légèrement plus d'énergie

mais à 5400 et 6000 s l'essai avec collecte en jet contient toujours une quantité d'énergie utile alors qu'elle est nulle dans le premier.

La première conclusion est donc que la collecte n'a pas d'effet sur la qualité de l'énergie dans la première partie de la décharge. Ce résultat était attendu puisque tant que le gradient thermique se trouve loin de la zone d'influence du jet, les phénomènes mis en évidence lors des essais en charge ne peuvent intervenir.

Dans un second temps, lorsque le gradient thermique commence à être évacué du réservoir, la quantité d'énergie utile de la collecte uniforme se met à décroître plus rapidement que celle de la collecte. La collecte du fluide a donc bien une influence sur la qualité de l'énergie déstockée.

La Figure 65 a montré que la température de sortie du système diminue à une vitesse différente suivant la collecte, ce qui permet de déterminer un instant de fin de décharge différent pour les deux cas puis une énergie utile déchargée différente.

L'intersection des segments de droite entre les points de mesure et la droite horizontale à 190°C permet de déterminer, pour chaque mode de collecte, l'instant de fin de décharge de l'énergie utile. Cet instant a lieu à 4994 s pour la collecte uniforme et 4363 s pour la collecte en jet. Connaissant l'énergie totale initialement contenue (la charge initiale étant maximum dans les deux cas), il est possible de calculer la quantité d'énergie utile qui a pu être extraite pendant cet intervalle de temps. Le Tableau 14 présente la détermination de l'instant de fin de décharge et de l'énergie utile perdue dans le cas d'une décharge totale avec le modèle complet, pour les deux collectes. Le Tableau 14 présente la méthode de calcul de ces valeurs.

	Collecte uniforme	Collecte en jet
Intervalle de fin de décharge	[3000 s ; 5400 s]	[3000 s ; 5400 s]
Polynôme Tout = f(t)	$y = -4,874592.10^{-3} * t + 4,874968.10^2$	$y = -7,333933.10^{-3} * t + 4,951511.10^2$
Instant de fin de décharge (s)	4994	4363
Polynôme E_{utile} = f(t)	$y = -1,071007.10^{-1} * t + 5,783438.10^2$	$y = -9,930219.10^{-2} * t + 5,508486.10^2$
Energie utile contenue en fin de décharge (MJ)	43,48	117,59

Tableau 14 : détermination de l'instant de fin de décharge et de l'énergie utile perdue dans le cas d'une décharge totale avec le modèle complet, pour les deux collectes.

En supposant que l'énergie perdue avant l'intervalle de fin de décharge est strictement identique et en négligeant les pertes, la collecte uniforme a donc permis de décharger environ 74,11 MJ supplémentaires, soit environ 11,8 % des 625,25 MJ initialement contenus.

L'observation des cartes de température à un instant proche de la fin de la décharge (Figure 67) permet d'avancer une explication à la différence d'énergie utile observée.

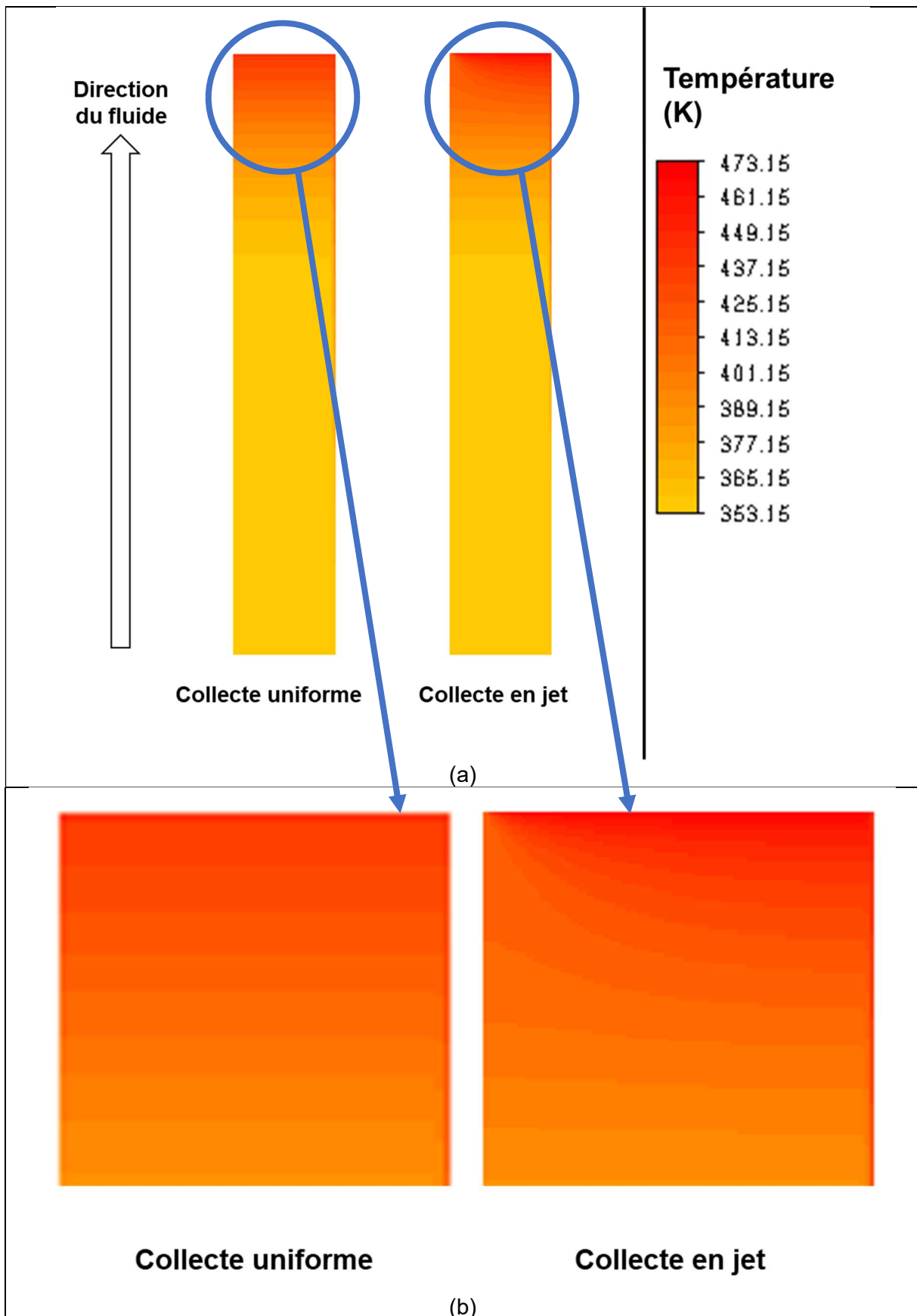
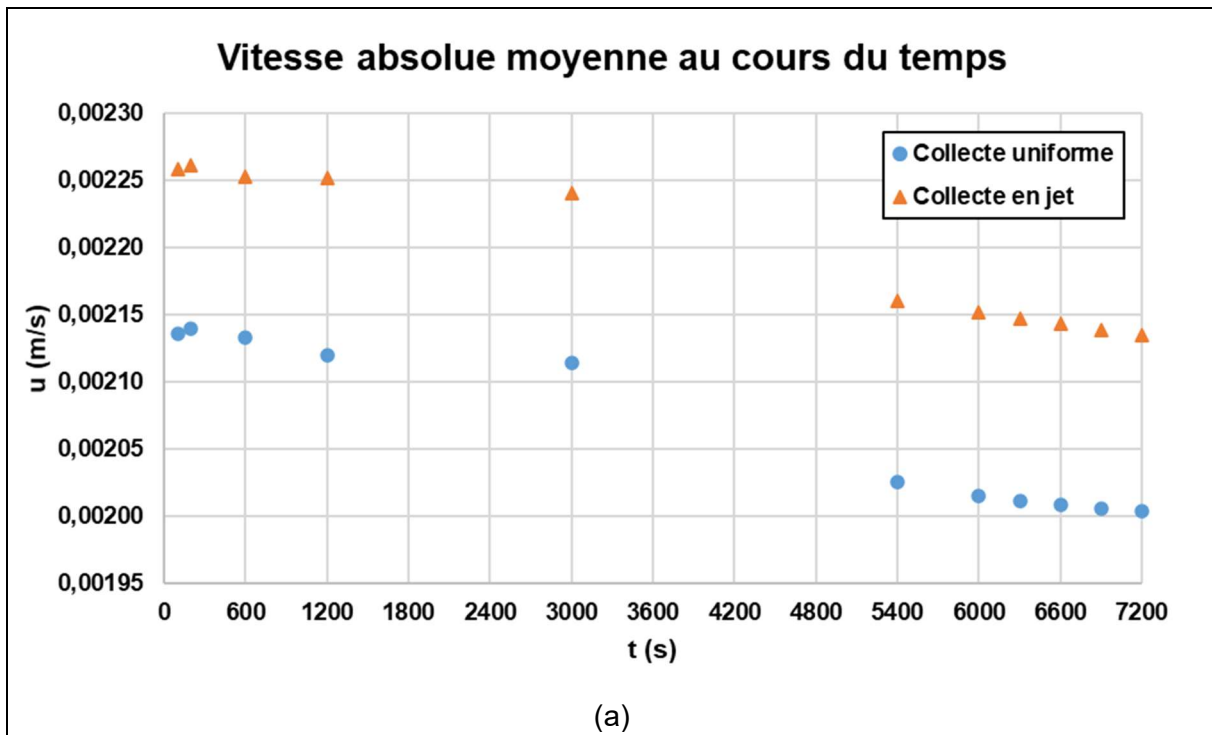


Figure 67 : cartes de température du fluide et de la paroi lors de décharge du fluide, à 6000s, pour les deux collectes, avec le modèle complet (a). Détail de la zone proche de la sortie du fluide (b). Axe de symétrie aux frontières gauche des cartes.

Les courbes isothermes non-horizontales de la collecte en jet montrent la formation d'un passage préférentiel de fluide froid ce qui bloque une partie de l'énergie utile dans le stockage et dégrade l'efficacité de la décharge.

Par rapport au cas de l'injection, il apparait que l'effet du « jet » de collecte est également prépondérant lorsque le gradient thermique se trouve dans sa zone d'influence. En revanche puisque cet effet n'apparait qu'à la fin de la décharge, la convection naturelle ne peut en faire disparaître les conséquences. Cette analyse est confirmée par l'observation de la (Figure 68) montrant les courbes de vitesse et de vitesse pondérée par la différence de température (telles que définies par les équations (4.4) et (4.5)) au cours du temps pour les deux collectes.



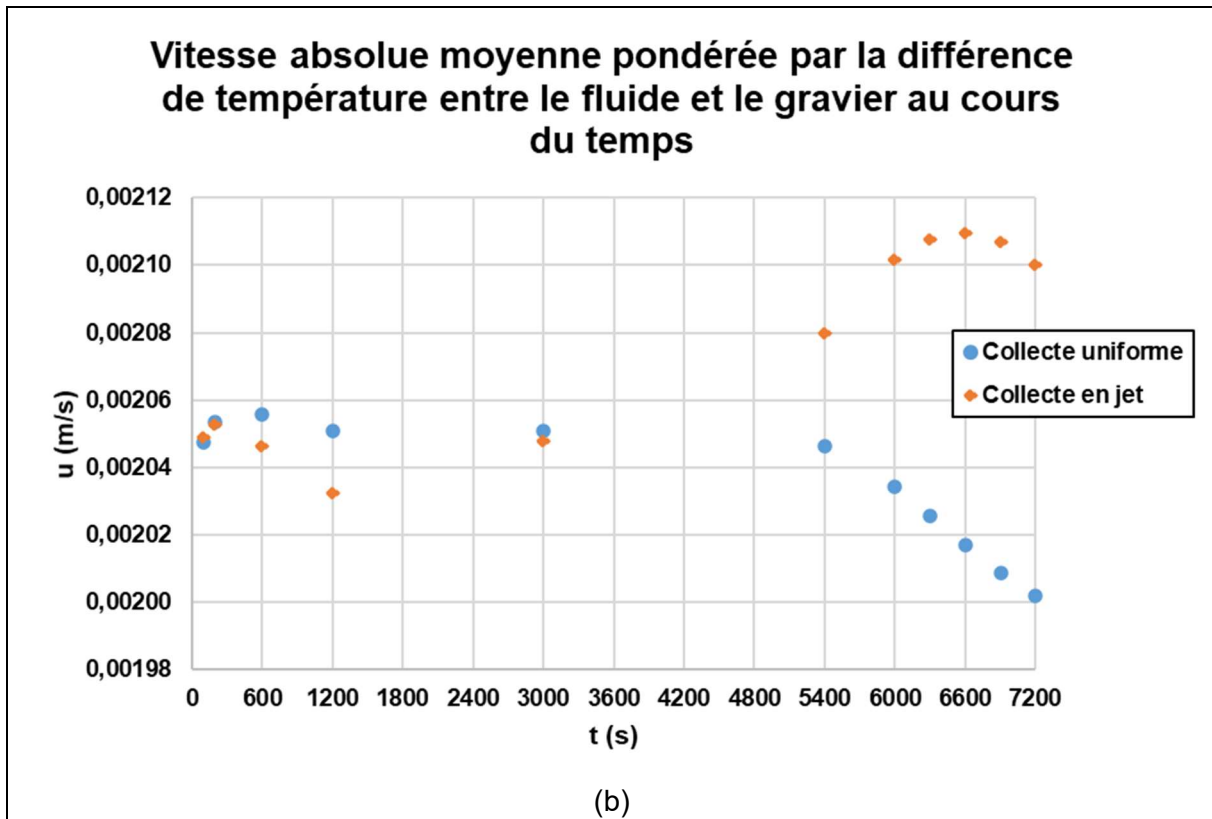


Figure 68 : vitesse moyenne (a) et vitesse moyenne pondérée par la différence de température entre le fluide et le gravier (b) au cours du temps, lors d'un essai de décharge avec le modèle complet, pour les deux collectes.

Comme pour la charge, il existe une survitesse moyenne constante dans le cas de la collecte non uniforme (environ 6,25 %). La moyenne de vitesse tend à baisser dans les deux cas, du fait de l'augmentation progressive de la température.

La sous-vitesse moyenne pondérée observée lors de la première partie du test est difficile à expliquer, le gradient thermique se trouvant à priori encore loin de la zone d'influence de la collecte. En revanche, à partir d'un instant entre 3000 et 5400 s, au moment de la sortie du gradient thermique, la vitesse pondérée par la différence de température devient plus élevée avec la collecte en jet. Le phénomène d'augmentation de l'échange thermique par la vitesse du fluide peut alors apparaître mais n'a qu'un temps limité pour avoir un effet et ne donne donc pas d'avantage visible à la collecte en jet.

4.3.2 Cyclage

Un autre test est réalisé pour évaluer la différence maximale de performances atteignable entre les deux distributions sur un cycle de charge et de décharge. Cette fois les essais sont effectués sans échange à la paroi (modèle SEP).

Le procédé retenu consiste à arrêter une charge lorsque la différence d'énergie utile est la plus grande et à décharger le réservoir à partir de cet état. La configuration choisie car elle est celle pour laquelle la différence attendue entre les cas est la plus grande d'après les comportements précédemment observés. Le modèle sans échange à la paroi est choisi pour simplifier le problème. Comme précédemment, lors de la charge, seule l'injection en entrée diffère entre les deux essais et, lors de la décharge, seule la collecte en sortie est différente. Toutefois, dans un souci de simplification les deux cas seront appelés « injection et collecte uniformes » et « injection et collecte en jet ».

Dans le cas du modèle SEP précédemment étudié, la différence maximum d'énergie utile à 10 K est atteinte au bout de 300 s. Les résultats correspondants sont récupérés et une décharge de même durée est effectuée à leur suite, en reprenant les conditions aux limites de la décharge déjà étudiée avec le modèle SEP.

L'évolution des énergies contenues est présentée à la Figure 69.

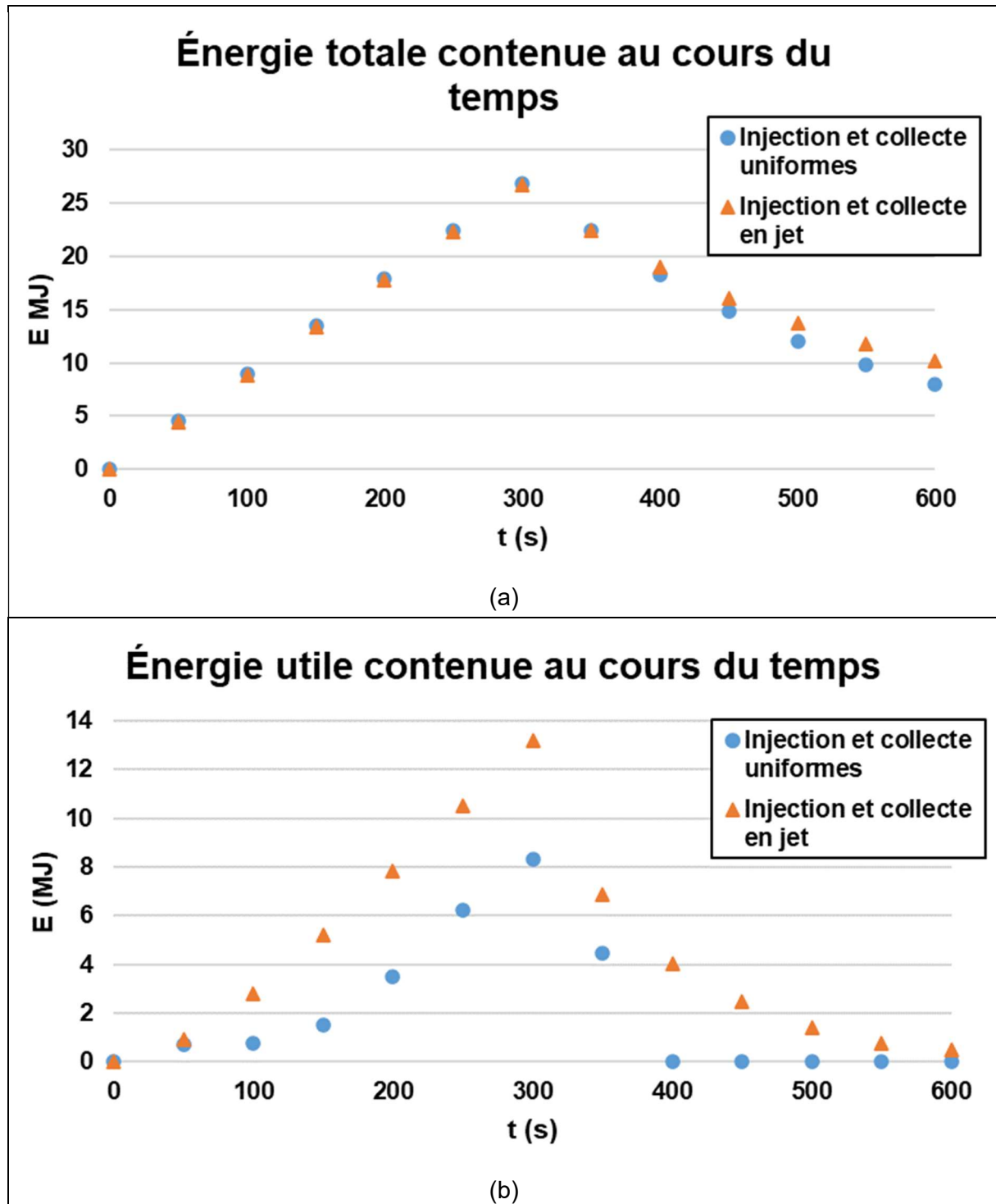


Figure 69 : comparaison de l'énergie totale (a) et de l'énergie utile à 10 K (b) au cours du temps entre les deux distributions avec le modèle SEP.

A partir d'une même énergie totale chargée (26,7 MJ à 300 s), la collecte uniforme fait descendre plus vite l'énergie totale : la collecte en jet piège de l'énergie stockée. Concernant

l'énergie utile à 10 K, les comportements relatifs observés sont semblables à ceux des tests hors cycle.

La Figure 70 montre la température du fluide mesurée au cours de temps en sortie du milieu poreux lors de la décharge suivant la charge.

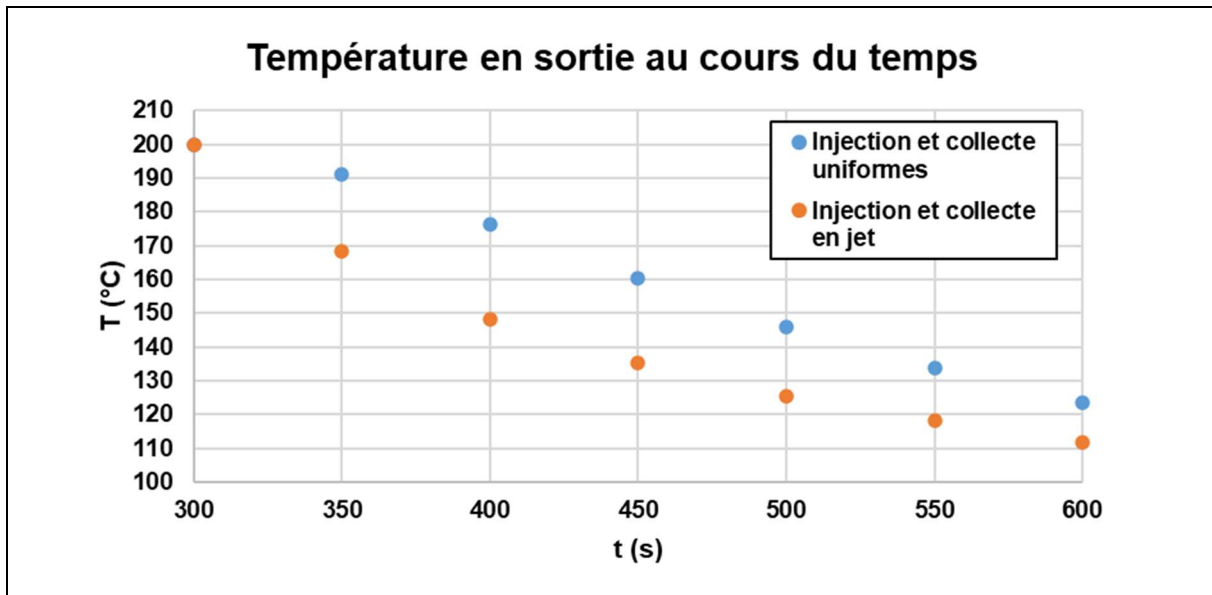


Figure 70 : température de sortie au cours du temps, dans le cas d'une décharge suivant une charge partielle de 300 s avec le modèle SEP.

Cette figure confirme les observations précédentes : la température de sortie reste plus élevée plus longtemps avec la collecte uniforme. Même avec une plus grande quantité d'énergie utile initialement stockée (13,2 pour 8,3 MJ) la collecte en jet est bien moins efficace pour décharger l'énergie puisque la température de sortie devient bien plus rapidement inférieure à la température limite. Cette observation reste valable, quel que soit la valeur fixée pour la température limite d'utilité de l'énergie.

Comme pour les essais en décharge, l'intersection des segments de droite entre les points de mesure et la droite horizontale à 190°C permet de déterminer, pour chaque mode de collecte, un instant de fin de décharge de l'énergie utile. Cet instant a lieu à 354 s pour la collecte uniforme, et 316 s pour la collecte en jet, soit respectivement 54 s et 16 s après la fin de la charge. A partir des instants de fin de charge mesurés et des énergies utiles contenues, il est possible de calculer la quantité d'énergie utile qui a pu être extraite. Le Tableau 15 présente la méthode de calcul de ces valeurs.

	Injection et collecte uniforme	Injection et collecte en jet
Intervalle de fin de décharge	[350 s ; 400 s]	[300 s ; 350 s]
Polynôme $T_{out} = f(t)$	$y = -2,963308 \cdot 10^{-1} * t + 2,947808 \cdot 10^2$	$y = -6,330530 \cdot 10^{-1} * t + 3,899159 \cdot 10^2$
Instant de fin de décharge (s)	354	316
Polynôme $E_{utile} = f(t)$	$y = -8,881319 \cdot 10^{-2} * t + 3,552528 \cdot 10^1$	$y = -1,259648 \cdot 10^{-1} * t + 5,098287 \cdot 10^2$
Energie utile déchargée (MJ)	4,2	2,0

Tableau 15 : détermination de l'instant de fin de décharge et de l'énergie utile déchargée dans le cas d'un cycle de charge/décharge partiels avec le modèle SEP, pour les deux distributions de fluide à haute température.

Les quantités d'énergie calculées permettent, par comparaison, de définir des efficacités pour les différentes phases de fonctionnement du système. Le Tableau 16 présente ces efficacités, pour les deux méthodes d'injection et de collecte du fluide.

	Injection et collecte uniforme	Injection et collecte en jet
$E_{\text{utile,chargée}} / E_{\text{totale,chargée}} = \text{Efficacité en charge}$	30 %	49 %
$E_{\text{utile,déchargée}} / E_{\text{utile,chargée}} = \text{Efficacité en décharge}$	51 %	15 %
$E_{\text{utile,déchargée}} / E_{\text{totale,chargée}} = \text{Efficacité en cycle}$	16 %	7 %

Tableau 16 : efficacités des phases de fonctionnement du système de stockage sur un cycle partiel, pour les deux méthodes de distribution et collecte du fluide à haute température, avec le modèle SEP.

L'observation de ces efficacités permet de résumer les différents comportements observés précédemment et de leur donner une interprétation en termes d'influence de la distribution des fluides sur le comportement du système.

Lors de la charge partielle du réservoir, l'injection en jet s'avère plus efficace que l'injection uniforme. Cette meilleure efficacité permet de stocker une plus grande quantité d'énergie utile pour une même quantité d'énergie totale mais cet effet diminue avec le temps, les deux injections devenant peu à peu indiscernables.

A la fin de la charge (partielle), la même quantité d'énergie totale est contenue dans le système pour les deux injections. Toutefois, la configuration avec l'injection en jet a permis de stocker cette même quantité avec une meilleure qualité et l'énergie utile contenue en fin de charge est plus grande dans ce cas.

La décharge suivant la charge partielle est moins efficace pour la configuration avec collecte en jet, puisqu'elle permet de récupérer une part plus faible de l'énergie disponible pour la décharge.

Sur un cycle de charge et décharge partielles, la distribution uniforme s'avère finalement deux fois plus efficace que la distribution en jet, ses performances plus faibles en charge étant plus que compensées par des performances bien supérieures en décharge.

Les conclusions précédentes peuvent être étendues à tout autre pourcentage de charge et de décharge du réservoir. Pour un cycle plus long, l'influence de la distribution en jet aura été atténuée lors de la charge, tandis qu'elle aura eu plus de temps pour se développer lors de la décharge. Il est donc probable que l'avantage global de la distribution uniforme soit renforcé. Pour un cycle plus court, l'extrapolation est plus difficile mais il est probable que la distribution ait moins le temps d'influer pendant la charge et pendant la décharge. La distribution uniforme resterait globalement meilleure mais avec une différence moins notable.

4.4 Limites de l'étude

Les résultats présentés dans cette étude sont à nuancer avec les limites présentées dans le paragraphe suivant.

Tous les résultats dépendent de la définition qui est faite de l'énergie utile. Un intervalle plus grand entre la température maximale et la température limite conduirait à des valeurs d'énergie considérées plus élevées mais aucun changement majeur de comportement n'est attendu.

D'autres paramètres, non étudiés mais présentés ci-dessous, auraient probablement un impact fort sur les résultats.

L'écart entre les températures de charge et de décharge intervient dans la mise en place de la convection naturelle et dans l'efficacité de l'échange entre les phases. Sa modification pourrait donc renforcer ou réduire l'importance des phénomènes physiques mis en évidence. La modification des températures modifierait également les plages de masse volumique et viscosité du fluide, ce qui modifierait également le comportement thermohydraulique.

Par ailleurs la géométrie du milieu poreux est supposée avoir une influence forte sur les résultats. En particulier, pour un milieu de même volume mais avec un rapport de hauteur sur diamètre plus petit, la convection naturelle aura vraisemblablement besoin de plus de longueur pour conduire à un profil de température uniforme dans la cuve (car le diamètre de la cuve sera plus grand, il faudra donc plus de longueur pour corriger l'effet de jet jusqu'aux parois de la cuve) alors que, pour une même longueur d'établissement, le volume de cuve perturbé sera déjà géométriquement plus grand à cause du diamètre plus grand. Il est donc probable que pour une cuve industrielle de rapport H/D plus faible l'influence du jet soit plus importante sur l'énergie utile stockée.

Seules l'influence de l'injection en charge et celle de la collecte en décharge ont été observées, c'est-à-dire l'influence de la distribution des fluides du côté à haute température du stockage. L'étude équivalent du côté à basse température serait complémentaire.

Enfin les volumes libres aux bornes du milieu poreux, non représentés dans cette étude numérique, sont susceptibles d'influencer le comportement aux limites du système.

4.5 Synthèse de l'étude numérique

Cette étude numérique a été entreprise afin d'apporter une réponse à la question de l'influence de la distribution et de la collecte de fluide sur le comportement thermodynamique d'un système de stockage thermique mono-cuve dual-media. Cette question vient en particulier du désaccord entre l'hypothèse usuelle qui veut qu'une injection et une collecte uniformes soient idéales et l'étude qui affirmait au contraire qu'une collecte fortement non-uniforme était légèrement plus favorable [32].

L'objectif était également d'étudier finement les phénomènes physiques en jeu et plusieurs ont été mis en évidence.

La première et principale conclusion de cette étude est la **confirmation des résultats obtenus expérimentalement** sur la boucle STONE. A savoir la très faible influence de l'injection des fluides sur les performances du système, et l'influence plus importante mais toujours faible de la collecte du fluide.

Par ailleurs il s'avère que **l'injection avec un fort jet axial est, sous certaines conditions, légèrement plus performante que l'injection uniforme**, élément nouveau qui vient contredire les hypothèses usuellement considérées dans la littérature. Cette information est néanmoins d'un impact limité puisque la différence entre les deux injections étudiées diminue à mesure que la charge du stockage devient complète, ce qui est le cas le plus fréquent industriellement.

Concernant la collecte des fluides, une différence persiste entre les deux collectes étudiées, même après une décharge complète du stockage, la collecte axiale à fort effet de jet s'avérant moins performante que la collecte uniforme. Ce résultat est contraire à celui de l'étude de Wang et al. [32]. Cette information est d'un impact plus important que la précédente puisque dans ce cas il apparaît que **la collecte du fluide peut avoir une réelle influence sur les performances du stockage thermique, positive ou négative selon les cas** d'après les travaux présentés ici et l'étude précédemment citée.

De manière plus détaillée, on note que la présence d'une injection ou une collecte non-uniforme (en jet) produit une accélération locale du fluide, ce qui améliore l'échange thermique avec les solides et limite l'épaississement du gradient thermique. C'est ce phénomène qui explique la meilleure performance du jet axial par rapport à l'injection uniforme.

Néanmoins la présence d'un jet de fluide « déforme » également le gradient thermique, qui n'est plus horizontal comme avec une injection ou une collecte uniforme. Ce phénomène n'existe que tant que le gradient thermique se trouve dans la zone d'effet du jet. Ce gradient non horizontal pour l'injection et la collecte en jet fait apparaître de la convection naturelle, qui tend à ramener vers l'horizontal les profils de température, réduisant voir annulant l'effet des jets de fluide par rapport à l'injection et la collecte uniformes. Ce phénomène est présent tant qu'il existe une non-homogénéité horizontale de température.

Les phénomènes précédents apparaissent aussi bien en charge (injection) qu'en décharge (collecte) mais leur force respective et leur moment d'apparition sont différents.

En charge l'injection en jet s'avère bénéfique en réduisant la formation du gradient thermique. Cet avantage est perdu au cours du temps, la convection naturelle rétablissant l'équilibre par mélange convectif.

En revanche ces deux effets n'apparaissent qu'en fin de décharge lorsque la collecte en jet rend non-horizontal le gradient thermique. Toutefois, ce déséquilibre crée un passage préférentiel de fluide froid (attribué aux plus grandes densité et viscosité du fluide à basse température), ce qui dégrade la qualité de l'énergie déchargée sans que ni la convection naturelle, ni l'amélioration locale de l'échange thermique ne puisse le contrebalancer.

L'interaction entre ces trois phénomènes physiques expliquerait la différence de résultats entre cette étude et celle de Wang et al. [32]. Dans les deux cas, un stockage mono-cuve dual média cylindrique est déchargé par le haut, soit via une collecte uniforme, soit via une collecte à fort effet de jet central. Les deux modèles tiennent compte de la gravité et des variations de masse volumique et de viscosité du fluide avec la température ; les différences de fluide et de milieu poreux utilisé ou de forme du milieu pourraient avoir des influences relatives différentes pour les trois phénomènes mis en évidence sur les performances du système.

Au-delà de ces travaux, ce nouveau modèle multidimensionnel et à multi-granulométrie pourra être utilisé pour l'étude de futures applications industrielles.

Chapitre 5 : Application industrielle

5.1 Problématiques du passage à l'échelle industrielle

Les chapitres précédents de cette étude ont permis d'obtenir plusieurs conclusions que ce chapitre vise à appliquer industriellement.

La première conclusion tirée des études expérimentale et numérique est **que l'influence de l'injection et de la collecte du fluide sur les performances du stockage thermique mono-cuve dual-media est faible.**

La seconde conclusion obtenue est que **la distribution du fluide est presque sans impact sur le fonctionnement du système dans des conditions de fonctionnement réalistes**, c'est-à-dire avec des cycles de charge/décharge suffisamment complets. Dans un cas industriel, de tels cycles seront recherchés car un réservoir effectuant trop souvent des cycles à taux de charge et décharge faible serait surdimensionné et donc inutilement coûteux. Il apparaît difficile d'utiliser les effets d'augmentation locale de vitesse par effet de jet pour améliorer les performances sans une étude dédiée ; ceci pour un gain potentiel faible puisqu'il a été établi que cet avantage en début de charge était rapidement dégradé par la convection naturelle. Dans ces conditions, **il paraît raisonnable de viser une distribution au moins aussi uniforme que celles des études numériques et expérimentales pour obtenir des performances au moins aussi bonnes.**

La dernière conclusion remarquable est que le cas de la collecte du fluide est plus complexe. Les résultats de cette étude semblent confirmer l'hypothèse usuelle puisqu'une collecte à fort effet de jet a donné des résultats dégradés par rapport à une collecte uniforme. En revanche, une étude marquante [32] concluait à l'inverse, bien que de façon marginale. L'hypothèse est que, **selon les cas, l'influence relative des phénomènes mis en évidence dans cette thèse varie et qu'une collecte non-uniforme peut s'avérer meilleure ou pire que son équivalent uniforme.** Dans ces conditions, en l'absence de modélisation numérique dédiée à chaque cas, il est **préférable de viser une collecte uniforme de fluide qui n'améliorera pas les performances mais ne les dégradera pas non plus.** Ceci est d'autant plus important en considérant que l'influence de la collecte est plus grande que celle de l'injection d'après cette étude.

Dans un cas industriel, des contraintes autres que l'injection et la collecte du fluide entrent en jeu et sont discutées ci-après.

5.1.1 Niveaux de température

Comme cela a été précisé au Chapitre 2, les températures de charge et de décharge, utilisées expérimentalement et numériquement, sont 200 et 80°C, à cause d'un problème d'étanchéité à haute température de l'installation expérimentale. Dans un cas industriel, la température haute serait plutôt proche de 300°C ce qui est la limite d'utilisation de la plupart des huiles de transfert thermique couramment utilisées, avec une marge de sécurité. En gardant un même écart de température, la température basse se situerait autour de 180°C.

Avec ces modifications de température, les caractéristiques physiques du fluide utilisé (Therminol66) sont modifiées (Tableau 17), parfois fortement.

Caractéristique	T = 80°C	T = 180°C	T = 200°C	T = 300°C
ρ [kg/m ³]	969,43	899,65	884,93	807,45
Cp [J/(kg.K)]	1755,30	2063,28	2122,72	2409,17
λ [W/(m.K)]	1,15 ^{E-1}	1,08 ^{E-1}	1,05 ^{E-1}	9,5 ^{E-2}
μ [Pa.s]	6,07 ^{E-3}	1,03 ^{E-3}	8,4 ^{E-4}	4,2 ^{E-4}

Tableau 17 : caractéristiques thermiques du fluide de transfert thermique Therminol66 à différentes températures.

La thèse d'Esence[28] a déjà montré que, sur l'installation STONE et pour une injection et une collecte uniformes, l'influence des températures et des écarts de température entre charge et décharge était faible. **Dans le cadre de cette étude, il est donc raisonnable de considérer que les résultats et conclusions obtenus restent valides à d'autres niveaux de température.**

Toutefois, la modification des paramètres physiques peut avoir une influence. Il n'est pas possible de prévoir précisément l'évolution du comportement du système sans effectuer d'étude CFD spécifique à chaque configuration souhaitée mais des tendances peuvent être données.

Pour un écart de température de 80 à 200°C, la différence de masse volumique vaut 84,5 kg/m³ et vaut 92,2 kg/m³ pour un écart entre 180 et 300°C. Ceci tendrait à augmenter le phénomène de convection naturelle et donc à réduire plus rapidement la différence entre une injection ou une collecte en jet par rapport à leurs équivalents uniformes.

En revanche, entre les deux cas d'écarts de température, la différence de viscosité dynamique diminue de 0,005 à 0,0006 Pa.s du fait de la forte non-linéarité en température de cette propriété physique. Il est probable que la mise en place d'un passage préférentiel du fluide froid pendant la collecte soit plus difficile. Ceci réduirait l'influence d'une non-uniformité de collecte et diminuerait la différence entre collecte uniforme et non-uniforme.

5.1.2 Forme de réservoir

La forme du réservoir de stockage est un paramètre à prendre en considération pour un stockage de taille industrielle.

L'installation expérimentale STONE a une hauteur de milieu poreux de 3 m pour un diamètre d'1 m, soit un rapport hauteur/diamètre (ou « H/D ») de 3. Ce type de forme est plus difficile à construire que des cuves ayant un H/D proche de 1 voir inférieur pour de grandes tailles. Wang et al. [32] modélisent d'ailleurs un milieu poreux de 12 m par 36 (soit un H/D de 1/3) pour se rapprocher des installations industrielles « Solana Generating Station » (USA) et « Andasol Solar Power Station » (Espagne) dont les H/D sont respectivement de 0,28 et 0,39 (bien que ces deux installations utilisent des stockages « dual-tanks » à sels fondus et non des systèmes mono-cuve dual-media).

La principale problématique apportée par ce changement de forme est que, pour un même débit de fluide (donc une même puissance de charge ou de décharge), la vitesse du fluide sera d'autant plus faible que le H/D est petit, du fait d'une plus grande section de passage disponible. Or, comme indiqué au Chapitre 3, l'échange thermique entre le fluide et les solides est directement relié à la vitesse du fluide et sa diminution entraîne un moins bon échange donc des performances inférieures, sans même considérer la collecte et l'injection du fluide.

En dehors de cet impact sur les performances globales du stockage, **il est possible que le changement de forme du poreux modifie l'influence de l'injection et de la collecte du fluide sur le comportement du système.** Ces éventuelles modifications de comportement sont difficiles à estimer sans étude CFD complémentaires.

En particulier, il est difficile de prévoir la façon dont la convection naturelle pourrait se mettre en place dans un écoulement plus lent et plus large. De la même manière, la mise en place des passages préférentiels de fluide plus froid et plus visqueux est difficile à anticiper.

Concernant l'amélioration des transferts thermiques par accélération locale du fluide (via les effets de jet), d'autres essais CFD seront à nouveaux nécessaires pour déterminer, pour chaque forme de milieu poreux, l'influence que peut avoir une distribution localement non-

uniforme, en fonction de la vitesse du fluide dans les jets et de la vitesse moyenne dans le milieu poreux. L'interaction avec la convection naturelle est également difficile à prévoir, la « distance à parcourir » pour l'influence d'un jet avant de rencontrer la paroi ou la zone d'influence d'un autre jet étant potentiellement plus grande.

Enfin, pour des vitesses de fluide plus faibles, la perte de charge du milieu poreux sera plus faible, ce qui s'ajoutera à la surface de distribution plus grande pour rendre plus difficile la répartition uniforme du fluide.

5.1.3 Milieux libres et expansion thermique

La dernière problématique concernant le passage à l'échelle industrielle est celle des milieux libres.

Sur l'installation expérimentale, un volume d'huile libre est présent à l'entrée et à la sortie du milieu poreux. Ces volumes ont volontairement été choisis de grande taille avant les travaux de cette thèse pour participer à l'injection et la collecte uniforme du fluide. De ce fait l'énergie maximum qu'ils peuvent contenir entre 300 °C et 80 °C représente 18% de l'énergie maximum du système. De plus ces volumes remplissent entièrement les fonds bombés de la cuve et les fonctions de vase d'expansion et d'évacuation des effluents gazeux sont assurées par des organes dédiés en d'autres points du système.

Sur un réservoir industriel, il est peu probable que des volumes de fluide de transfert aussi grands soient présents, l'un des intérêts des systèmes mono-cuve dual-media étant justement de réduire la quantité de fluide couteux. Par ailleurs, selon les cas, il peut être difficile de laisser une couche fluide sous le milieu poreux qui devrait être supporté dans ce cas. Enfin, les fonctions de vase d'expansion et d'évacuation des effluents gazeux peuvent être assurés par un ciel de gaz inerte au sommet de la cuve, ce qui permet de réduire le nombre d'équipement et donc les coûts.

En considérant que les hypothèses suivantes, le volume de fluide libre d'un système industriel peut être estimé :

- Le réservoir mesure 10 m de haut pour un diamètre de 10 m ($H/D = 1$) et la porosité du milieu poreux est de 0,27.
- Le fluide de transfert thermique est la Therminol66.
- Les températures limites sont 180 °C et 300 °C.
- Toute l'expansion thermique est absorbée par une unique couche de fluide au-dessus du milieu poreux.
- A la température minimum le niveau de fluide au-dessus du milieu poreux est nul.

Avec les hypothèses précédentes, le milieu poreux contiendrait 212 m³ de fluide, soit 1,9^{E5} kg à 180 °C. A 300 °C, cette masse de fluide occuperait 236 m³, soit 24 m³ supplémentaires, dus à l'expansion thermique du fluide. Ce volume supplémentaire représenterait une épaisseur de fluide de 0,31 m de fluide libre soit 3 % de la hauteur du milieu poreux et 2,41% de l'énergie maximum du milieu poreux. En considérant une charge totale en 1 h, ce qui est rapide pour une application industrielle de cette taille, la vitesse d'élévation du niveau liquide serait inférieure à 0,1 mm/s. En comparaison, la charge en 1 h correspondrait à une puissance de 64,9 MW, soit un débit de 231 kg/s de fluide entre 300 et 180°C, c'est-à-dire une vitesse libre de 3,64 mm/s (13,5 mm/s en vitesse interstitielle). **Dans ces conditions, il apparaît qu'en conditions industrielles la question du ou des volumes libres de fluide de transfert thermique n'est pas critique**, la vitesse d'élévation du fluide dans le volume libre étant d'un ordre de grandeur inférieure à celle d'écoulement dans le milieu poreux.

Toutefois, pour un milieu poreux avec un H/D faible, il est possible que la perte de charge transversale du milieu libre et surtout les pertes de charges singulières des jets en sortie des piquages deviennent non négligeables par rapport à la perte de charge du début du milieu poreux, du fait de la faible hauteur de fluide, donc la faible section de passage disponible et de la baisse de la vitesse dans le milieu poreux. Ceci pourrait désavantager l'injection et la collecte selon la « méthode des pertes de charge » (Chapitre 2) mais pourrait être contourné à l'aide de systèmes d'injection et collecte présentés plus loin.

Concernant le ciel de gaz pouvant être présent en haut du réservoir, la question posée est celle des pertes thermiques qu'il pourrait engendrer. Afin d'effectuer une estimation de l'énergie que peut contenir le ciel gazeux, les hypothèses suivantes sont effectuées :

- Le ciel gazeux est composé de diazote pur.
- La masse d'azote considérée est celle de l'azote à 20°C dans un volume égal à deux fois celui de l'expansion du liquide précédemment calculé.

La quantité maximum d'énergie contenue dans cette quantité d'azote entre 20°C et 300°C est d'environ $1,76 \times 10^7$ J, soit environ 0,008% de l'énergie maximum contenue dans le milieu poreux. Si le milieu poreux est entièrement chargé en 10h, la puissance correspondante est de 6,34 MW environ ; il faudrait alors remplacer entièrement le volume de gaz, dont l'énergie est déjà maximisée, plus de 12 fois par heure pour atteindre seulement 1% de la puissance totale de charge. **L'influence thermique d'un ciel gazeux d'expansion thermique et d'évacuation des effluents est négligeable.**

5.2 Solutions techniques pour l'injection et la collecte de fluide

Les chapitres précédents ont montré que d'un point de vue physique, l'injection et la collecte uniformes ne sont pas toujours les plus performants ; il semble exister au moins un cas où des injections et des collectes à effet de jet sont plus performantes que leurs équivalents uniformes et d'autres où ils le sont moins. Toutefois, le début de ce chapitre conclut qu'en conditions industrielles et dans l'état actuel des connaissances, il est pertinent de viser une injection, et surtout une collecte, aussi uniformes que possible. L'étude de l'état de la technique à ce sujet est effectuée, en considérant que l'investissement dans un système de distribution plus performant est *a priori* peu onéreux par rapport au coût du stockage, et peut potentiellement être rentabilisé par la petite quantité d'énergie supplémentaire valorisée (ou non perdue) à chaque cycle.

Par ailleurs, les études CFD futures auraient intérêt à modéliser le milieu poreux en même temps qu'une éventuelle solution d'injection et de collecte de fluide pour en étudier les interactions. A nouveau l'étude de l'état de la technique permettra d'envisager cette modélisation.

La littérature scientifique et industrielle comporte un nombre conséquent d'exemples de technologies conçues pour approcher d'une injection (et parfois d'une collecte) uniforme du fluide pour des stockages de chaleurs mono-cuve dual-media.

Il existe dans la littérature des comparaisons entre technologies mais aucune n'est exhaustive[58],[59],[60]. Aucune classification unifiée et communément acceptée des différents types de distributeurs rendant compte de la variété des principes physiques utilisables et des technologies existantes ne semble exister. Les technologies présentées ici sont classées en huit types de solutions techniques, regroupés en trois catégories sur la base des principes physiques utilisés. Sauf mention contraire, un distributeur peut également être utilisé pour la collecte du fluide, et être utilisé que l'installation soit en cours de stockage ou de déstockage.

Dans cette présentation de technologies, le terme « système » sous-entend « injecteur de fluide » et, sauf mention contraire, « collecteur de fluide ».

5.2.1 Piquages simples

Les systèmes les plus simples pour effectuer l'injection et la collecte du fluide dans un stockage thermique mono-cuve sont ceux pouvant être regroupés sous le terme de « piquage simple ».

Avec ces systèmes, l'injection et la collecte du fluide sont effectuées directement par les tubes du circuit de fluide caloporteur, reliés au réservoir par des piquages. Plusieurs paramètres peuvent varier dans le dimensionnement de ce type de système :

- L'orientation des piquages, ceux-ci pouvant être dans l'axe du flux de fluide, perpendiculaire à celui-ci ou dans toute configuration intermédiaire.
- Le nombre de piquage, le débit de fluide pouvant être partagé entre plusieurs piquages ; ce qui participe à sa répartition mais augmente la complexité du système.
- Le diamètre des piquages, ce qui influe sur la vitesse du fluide et la perte de charge du système.
- La localisation des piquages, ceux-ci-pouvant affleurer la paroi du réservoir ou la traverser pour déboucher dans le réservoir.

Ce type de système est le plus simple et le moins cher, il est donc intéressant industriellement. Son dimensionnement peut se faire à l'aide de la méthode présentée au Chapitre 2 en respectant un rapport de pertes de charge acceptable entre les zones de d'injection et de collecte et le milieu poreux. Ce type de système est présent dans la plupart des systèmes thermiques (tels que les échangeurs) ce qui en rend le dimensionnement largement étudié. Toutefois, les pertes de charges singulières des piquages risquent de devenir non négligeables devant les pertes de charge régulières du milieu poreux si le H/D de la cuve est faible (donc la vitesse fluide et l'épaisseur de poreux faibles), ce qui rend difficile le dimensionnement. Par ailleurs, pour des réservoirs de grande taille, la question du nombre de piquages à utiliser et de la complexité du système résultant est à prendre en compte.

Le principal désavantage de l'injection et de la collecte par piquage simple est l'impossibilité *a priori* de son utilisation directement dans le milieu poreux ou à sa surface. En l'absence de volume libre de fluide de transfert, il paraît difficile d'assurer une répartition du fluide par l'équilibre des pertes de charge. La Figure 71 illustre cette problématique et montre clairement qu'en cas d'injection ou de collecte directement dans un milieu poreux homogène et isotrope, les pertes de charges rencontrées par le fluide ne peuvent être égalisées selon l'axe du diamètre de la cuve. Ceci conduit à la formation de passages préférentiels et à une injection ou une collecte non-uniforme.

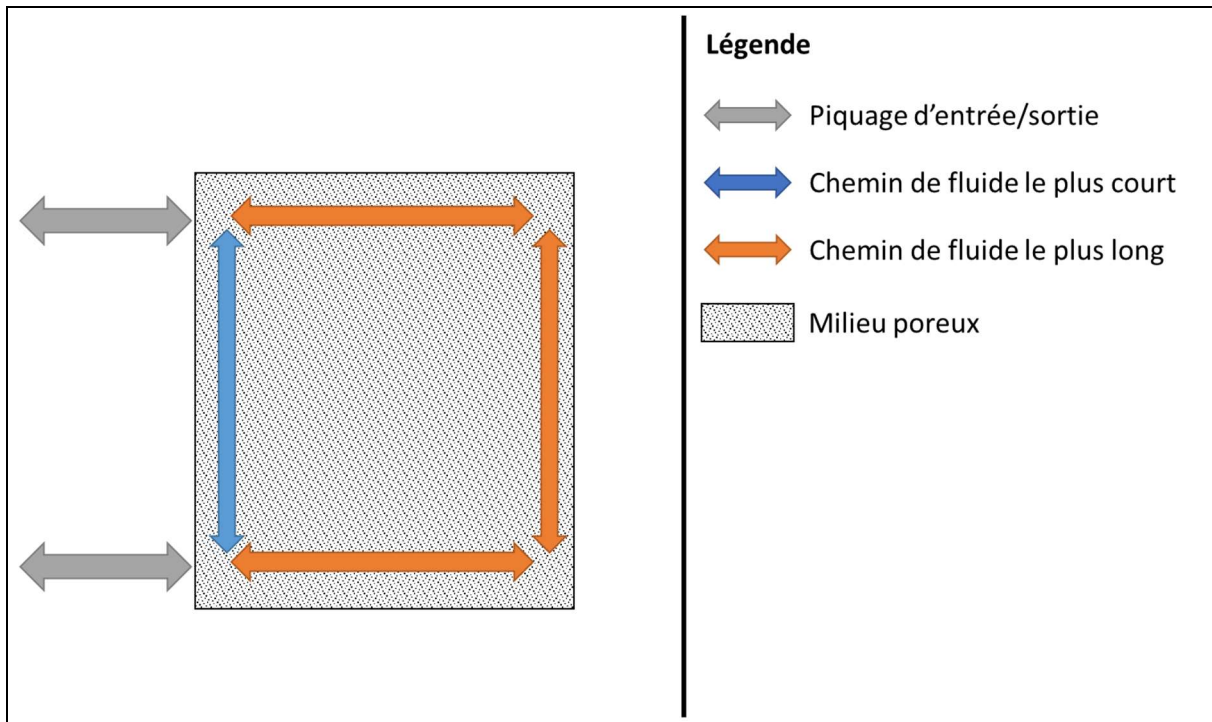


Figure 71 : illustration de l'injection et collecte de fluide par piquage simple directement dans le milieu poreux.

Des injections et collectes par piquages simples sont utilisées dans l'installation STONE, utilisée dans cette étude et présentée au Chapitre 2. La distribution axiale presque directement à la surface du milieu poreux était d'ailleurs utilisée pour créer une injection et une collecte fortement non-uniforme, point confirmée par les modélisations numériques du Chapitre 4.

Plus largement, les problématiques de ce type de système sont présentes dans tout stockage thermique mono-cuve dual-media puisqu'il est la base de toute autre système d'injection et de collecte.

5.2.2 Systèmes diffuseurs

La première catégorie de systèmes regroupe sous le terme de diffuseurs les systèmes orientant mécaniquement le fluide afin d'obtenir une répartition uniforme perpendiculairement à l'écoulement.

5.2.2.1 Systèmes à orientation de flux

Les technologies pouvant être qualifiés de « systèmes à orientation de flux » (Figure 72) utilisent la modification progressive de la section de passage d'un tube pour contrôler le champ de vitesse du fluide.

En injection, l'augmentation progressive de la section de passage permet de répartir uniformément le débit sur toute la surface du milieu poreux en face du piquage en réduisant la formation d'un jet dans l'axe du piquage. En collecte, la diminution progressive de la section de passage permet de collecter le fluide uniformément sur toute la surface du milieu poreux et d'éviter la création de passages préférentiels.

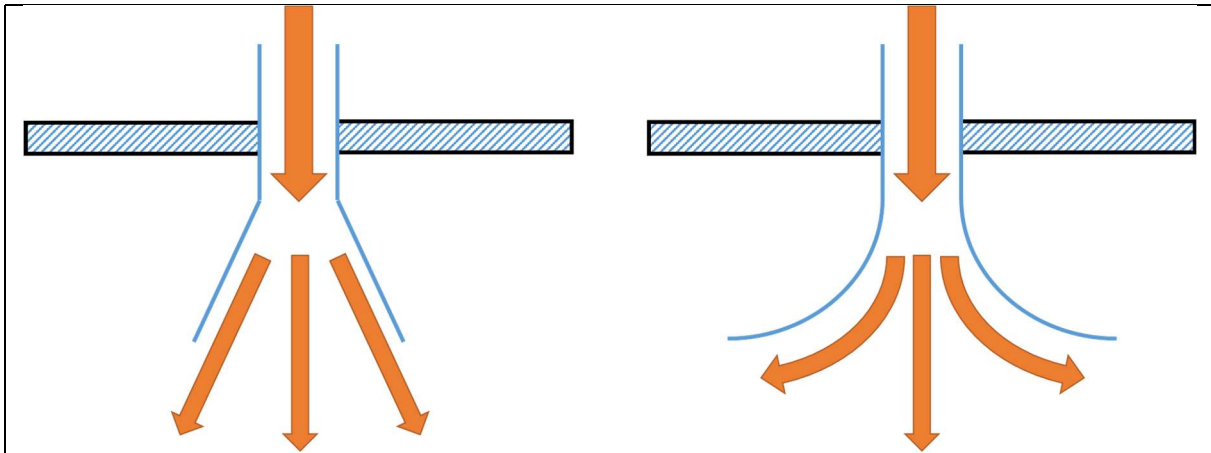


Figure 72 : schéma de principe des distributeurs de fluide à orientation de flux, en injection.

Ce type système a été comparé en injection à un simple piquage [61], révélant un impact positif sur la stratification. Aucun brevet ne semble exister sur le sujet. Le principal obstacle à l'utilisation seule de ce type de système est la très grande longueur nécessaire pour effectuer une transition suffisamment lente entre un piquage d'une taille raisonnable et une fraction suffisamment élevée du diamètre d'une cuve de grande taille. La pièce résultante serait d'une taille et d'un poids élevés et nécessiterait l'augmentation de la taille de la cuve ou en constituerait une extension si elle est placée à l'extérieur.

5.2.2.2 Systèmes à défecteur

Les systèmes à défecteur (Figure 73) utilisent une surface solide pour disperser le jet de fluide en sortie du piquage d'entrée ou répartir la surface de collecte du fluide en sortie. La surface en question peut prendre diverses formes et il peut s'agir dans certains cas de la paroi du réservoir. Ce type de système ne présente pas d'impossibilité d'utilisation en collecte mais n'est jamais étudié ou présenté en ce sens.

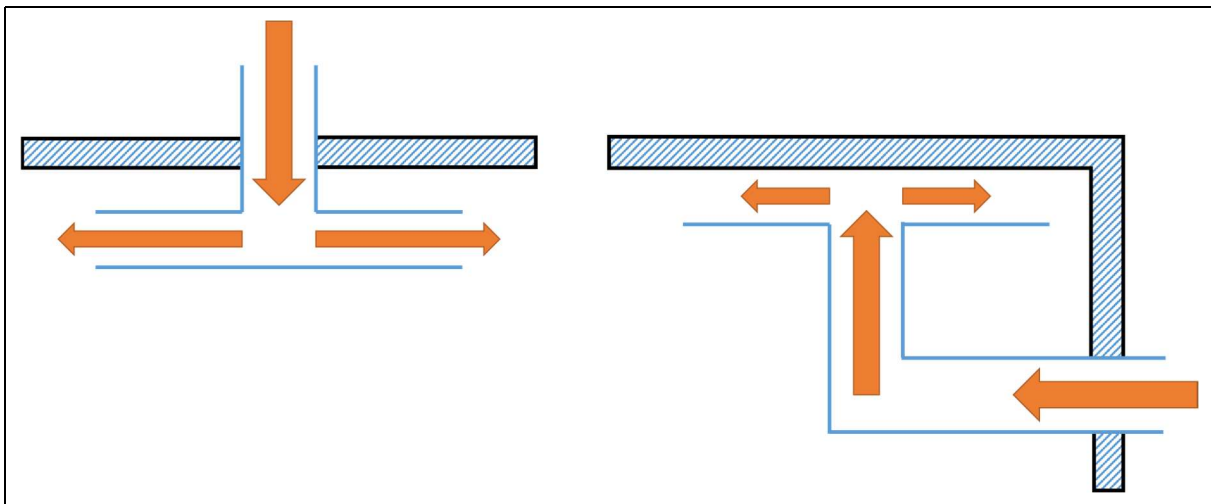


Figure 73 : schéma de principe de système à défecteur.

Ce type de technologie est très souvent combiné à un système à orientation de flux.

Plusieurs études, expérimentales ou numériques, comparent des formes de systèmes à défecteur, avec et sans élargissement de flux [59], [62]. La première étude citée conclut à une meilleure stratification thermique en injection avec ce type de technologie et selon la forme employée tandis que la seconde conclut que ce type de distributeur n'est pas pertinent pour un stockage de chaleur inter-saisonnier utilisant de l'eau sans milieu poreux. Ces technologies

sont pourtant bien utilisées dans ce type de stockage thermique, par exemple au Danemark [63].

Un brevet [64] décrit un système à déflecteur, utilisé pour l'entrée et la sortie de fluide, en charge et en décharge d'un stockage thermique mono-cuve dual-media (Figure 74).

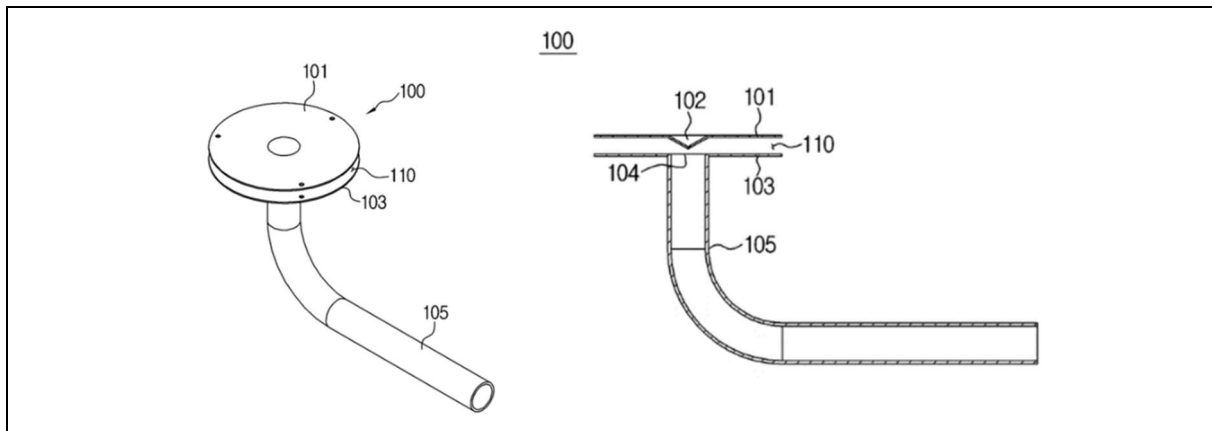


Figure 74 : schéma de "diffuseur pour maximiser la génération de stratification thermique" déposé dans le cadre du brevet KR1010613822 [64].

5.2.2.3 Applicabilité au cas industriel

Les systèmes diffuseurs présentent l'avantage principal de prix *a priori* faibles. En revanche ils nécessitent d'être installés dans une couche de fluide. S'ils devaient être installés directement dans le milieu poreux (par choix ou en cas d'absence d'épaisseur fluide suffisante), la question de l'écoulement radial dans le milieu poreux se poserait, comme pour les piquages simples (5.2.1).

5.2.3 Systèmes à pertes de charge

La seconde catégorie de distributeurs se base sur le contrôle des pertes de charge pour répartir le débit de fluide. En créant des pertes de charges localisées et en réglant les rapports entre les pertes de charges des différentes zones de l'installation de stockage il est possible de contrôler la répartition du débit, malgré des longueurs différentes de lignes de courant.

5.2.3.1 Systèmes à volume poreux

Les systèmes à volume poreux (Figure 75) utilisent les pertes de charge linéaires d'un solide poreux placé à l'extrémité des piquages de connexion pour créer des pertes de charge et homogénéiser le débit de fluide sur la surface externe du volume, ce qui favorise la stratification naturelle.

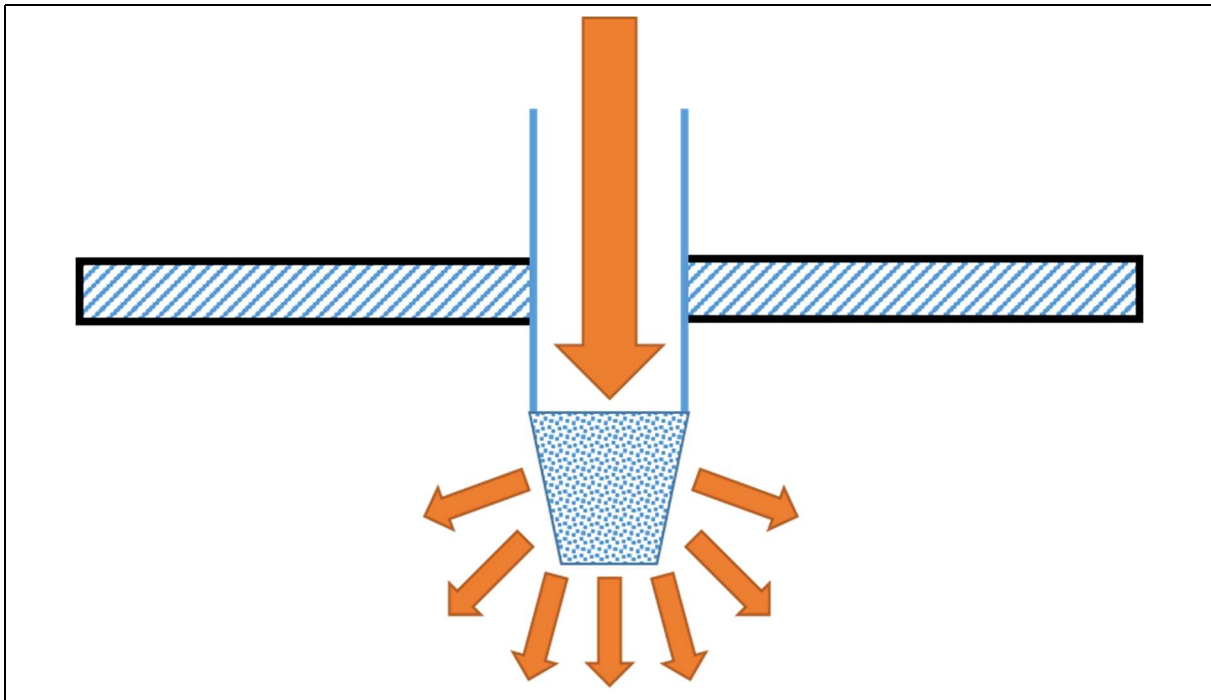


Figure 75 : schéma de principe des distributeurs à volume poreux.

La seule utilisation relevée de ce type de distributeur est celle de l'étude de García-Marí et al. [65] qui compare un distributeur à volume poreux tronconique à un piquage coudé, concluant à une meilleure stratification dans le cas d'un stockage thermique liquide (eau) sans milieu poreux.

Ce type de système paraît difficile à appliquer à l'échelle industrielle sans étude supplémentaire. Cette idée pourrait toutefois être employée pour réduire ou supprimer les effets de jet de piquages.

5.2.3.2 Systèmes à réseau tubulaire

Les systèmes à réseau tubulaire (Figure 76) prolongent les piquages d'un réservoir de stockage à l'intérieur de celui-ci par un circuit de tubes percés d'orifices. Ces systèmes répartissent mécaniquement le fluide sur la section de passage du réservoir en concentrant l'essentiel des pertes de charge au niveau des orifices par rapport à n'importe quel chemin possible pour le fluide à l'intérieur du réseau, ce qui assure un débit quasi-identique d'un orifice à l'autre.

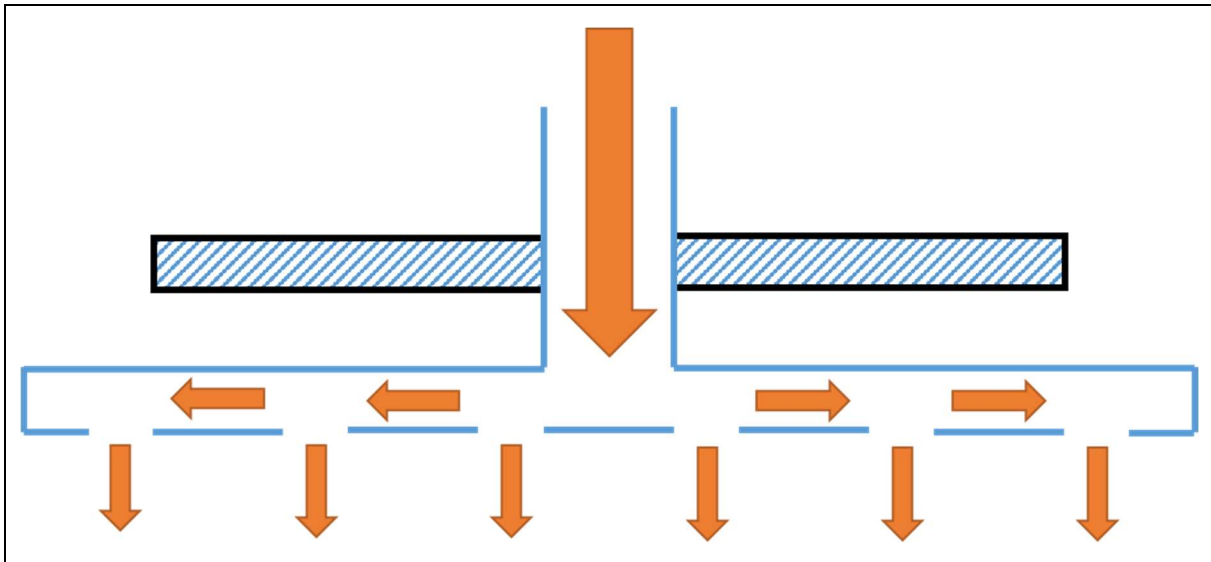


Figure 76 : schéma de principe des systèmes à réseau tubulaire en injection.

Les réseaux tubulaires utilisés peuvent avoir des géométries diverses (Figure 77) et sont éventuellement être composé de plusieurs tailles de tube successives.

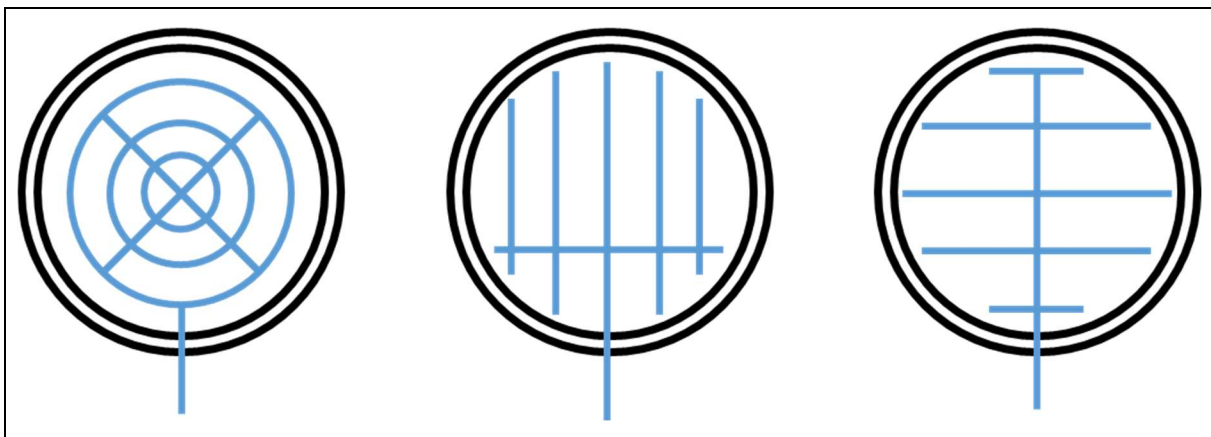


Figure 77 : géométries possibles de systèmes à réseau tubulaire.

Ce type de système a été utilisé dans la centrale Nevada Solar One Pilot Plant [66], première installation solaire à concentration de taille industrielle à avoir utilisé un stockage de chaleur sensible dual-media utilisant une huile thermique en tant que fluide de transfert et un milieu poreux composé de sable et de gravier.

Un brevet expiré revendiquait le concept d'un réservoir de stockage d'eau chaude sanitaire, sans milieu poreux, équipé d'un distributeur de type réseau tubulaire pour la décharge de l'eau chaude et éventuellement l'ajout d'eau froide [67]. Plusieurs formes de distributeurs y sont illustrées.

Le dimensionnement de ce type de système peut se faire par la « méthode des pertes de charge » déjà présentée (Chapitre 2). Ces systèmes présentent également l'avantage majeur de pouvoir être installés directement dans le milieu poreux ou à sa surface, la répartition du fluide se faisant à l'intérieur du réseau de tube. En revanche les nombreux orifices de faible diamètre sont susceptibles d'engendrer de forts effets de jet locaux.

5.2.3.3 Systèmes à cavité perforée

Les systèmes à cavité perforée utilisent la forte différence de pertes de charge entre l'intérieur d'un volume de fluide libre et les orifices qui le mettent en communication avec le reste du réservoir. Le principe est le même que pour les distributeurs à réseau tubulaire (Figure 76).

La forme du volume libre ainsi que la répartition des orifices peuvent varier selon les cas (Figure 78). Par exemple, des cas existent où le volume est équipé d'une surface pleine au centre de la face de diffusion pour contrer un éventuel effet de jet.

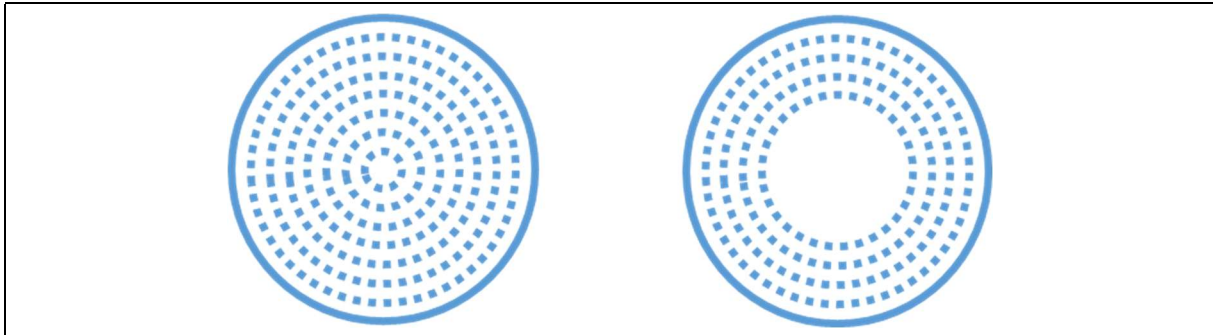


Figure 78 : géométries possibles de distributeurs à volume perforé. D'après [68].

Un distributeur à trois cavités perforées imbriquées est étudié dans une étude qui observe son influence sur la stratification thermique dans le cas d'un stockage de chaleur sensible mono-media [69].

Ce type de système présente les mêmes avantages et inconvénients que celui à réseau tubulaire. La différence réside principalement dans la difficulté de fabrication et d'installation qui serait *a priori* plus grande pour ce type de système. La quantité de matière serait également *a priori* plus grande et donc le prix plus élevé.

5.2.3.4 Applicabilité au cas industriel

Les systèmes à perte de charge semblent être bien adaptés au stockage thermique mono-cuve dual-media. En premier lieu, ce sont les seuls facilement intégrables directement à l'intérieur du milieu poreux puisque la répartition radiale se fait à l'intérieur du système et que le débit créé en entrée ou en sortie est strictement longitudinal.

Les systèmes à réseau tubulaire sont d'un intérêt tout particulier car ils sont les plus simples à réaliser surtout pour de grandes tailles et surtout les moins chers *a priori*. De plus ces systèmes ont de plus déjà été utilisés dans l'installation SolarONE, référence dans le domaine du stockage thermique mono-cuve dual-media [66] et des méthodes de dimensionnement existent et sont disponibles (2.1.4).

5.2.4 Distributeurs à répartition par température

La troisième catégorie de système utilise la variation de masse volumique des fluides pour assurer la stratification thermique dans le réservoir de stockage. Cette catégorie est différente des deux précédentes dans sa logique : il ne s'agit plus de répartir de façon optimale un débit de fluide sur une section de passage mais de distribuer un fluide, dont la température peut varier, à l'intérieur de la couche de même température pour éviter tout mélange par convection naturelle.

Ces technologies sont toujours présentées comme des distributeurs et non des collecteurs de fluide. Cette utilisation ne paraît pas impossible mais est inutile puisqu'un réservoir stratifié en charge ne nécessite pas de collecte à une hauteur différente suivant la température. En

revanche, l'ajout éventuel d'une des technologies précédentes pour la collecte du fluide (en charge et en décharge) paraît pertinent.

5.2.4.1 Distributeurs à vannes

Les distributeurs à vanne reposent sur l'utilisation de vannes multivoies, commandées par la température pour choisir le niveau de distribution du fluide dans le réservoir. A l'aide de capteurs, la température est mesurée dans le réservoir et comparée à celle du fluide disponible en entrée du réservoir ; le fluide est injecté au niveau de l'entrée du réservoir la plus proche du niveau de température correspondant (Figure 79).

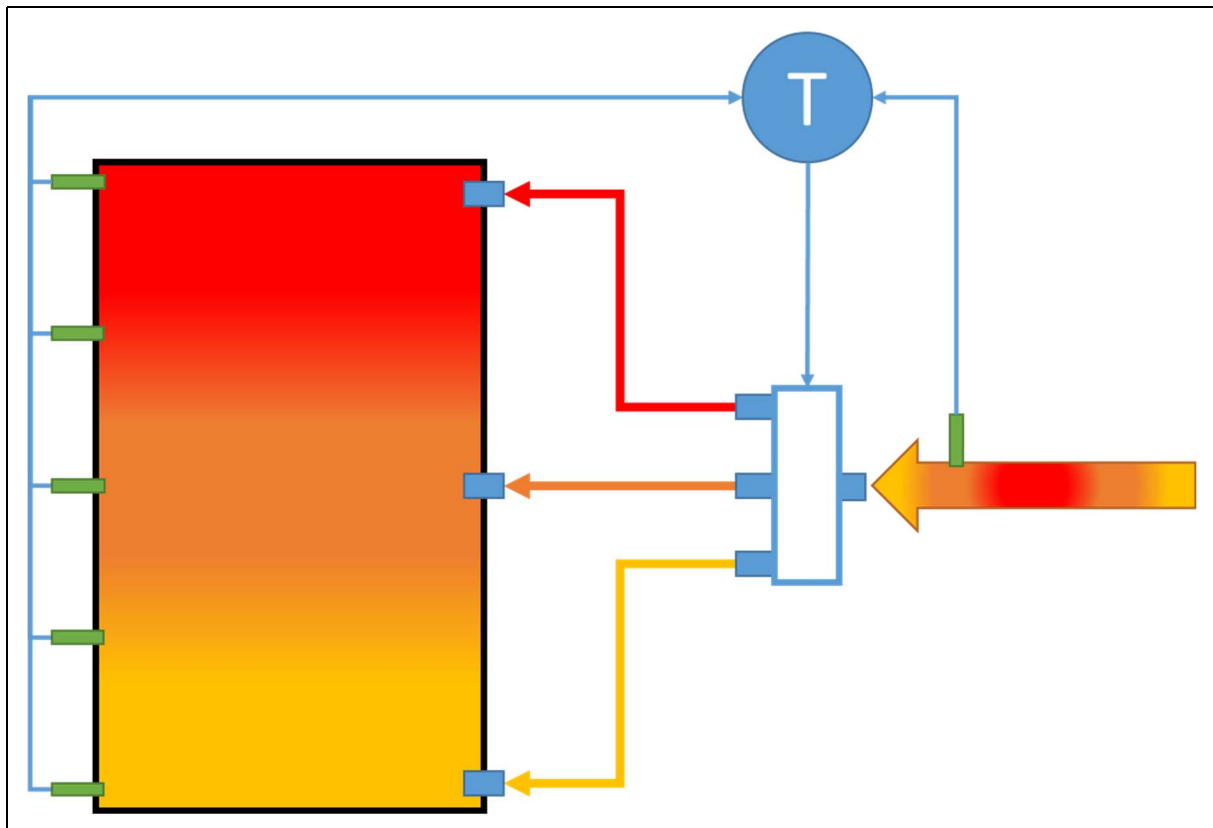


Figure 79 : schéma de principe des distributeurs de fluide à vannes en injection.

Un brevet publié en 2009, aujourd'hui caduc, portait sur un système d'accumulation de chaleur à thermocline en circuit fermé utilisant de l'eau et équipé d'un système d'injection à vannes [70]. Dans cet exemple, des canaux annulaires sont disposés à différentes hauteurs du réservoir et reliés à un système de vannes permettant d'alimenter le réservoir à différentes hauteurs en fonction de la température de l'eau disponible.

5.2.4.2 Distributeurs à canne de stratification

Les distributeurs à canne de stratification utilisent une conduite de fluide interne au réservoir, dont les parois sont conçues pour laisser traverser le fluide à une hauteur différente en fonction de sa température. La stratification du fluide utilise la différence de masse volumique du fluide en fonction de la température ; celui-ci remonte la canne de stratification depuis la paroi inférieure du réservoir jusqu'à la hauteur de la couche de fluide de même masse volumique (Figure 80).

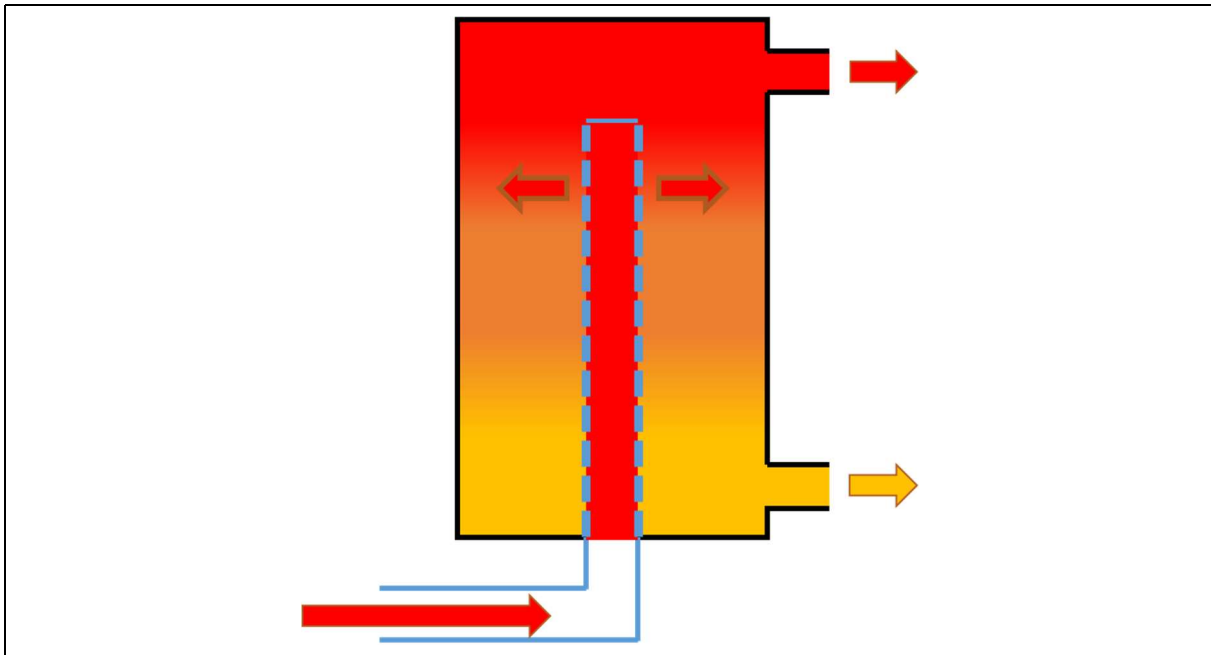


Figure 80 : schéma de principe des distributeurs à canne de stratification.

Ce type de distributeur est assez présent dans le domaine des brevets. Dans ces brevets, différentes solutions sont proposées pour que le fluide présent dans la canne de stratification la quitte à la hauteur de la couche de fluide de même température dans le réservoir. Il peut s'agir de simples perforations dans un tube rigide vertical [71], d'ouvertures flexibles s'ouvrant ou non en fonction de la température grâce au choix des matériaux [72] ou encore de clapets calibrés pour s'ouvrir ou non en fonction de la température [73].

5.2.4.3 Distributeurs à compensation de densité

Un distributeur à compensation de densité utilise un matériau dont la densité est ajustée pour qu'il flotte dans une couche de fluide de température choisie en portant l'extrémité mobile du piquage de connexion. Le flotteur est dimensionné pour rester en permanence à la limite inférieure de la couche de fluide à la température de distribution (Figure 81).

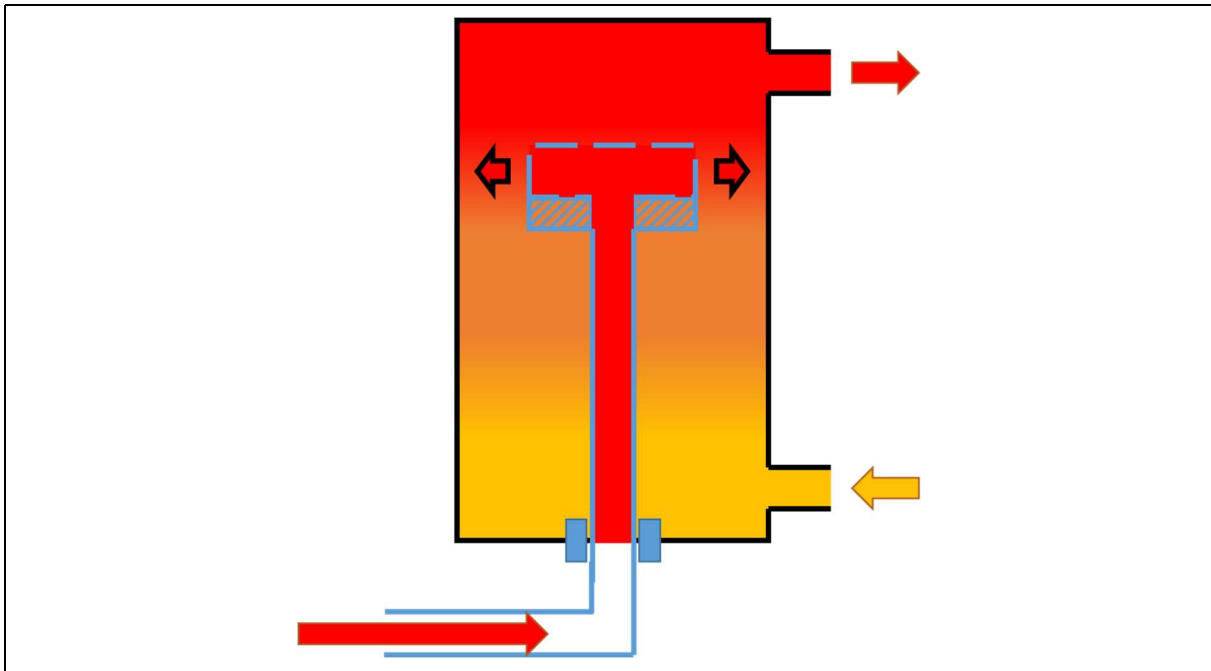


Figure 81 : schéma de principe des distributeurs à compensation de densité en injection.

Il existe des brevets de systèmes d'injection à compensation de densité. L'un propose d'utiliser une connexion flexible entre le flotteur et le piquage d'entrée du fluide [74] tandis qu'un autre décrit un système télescopique pour permettre la montée et la descente du flotteur [75].

5.2.4.4 Applicabilité au cas industriel

Les distributeurs à répartition par température paraissent inadaptés au cas étudié. Ces systèmes sont les plus complexes, et il paraît également difficile de les adapter à un milieu poreux. Les systèmes de répartition en température devraient traverser le milieu poreux du stockage, ce qui poserait la question de la faisabilité de cette traversée sur une cuve de grande taille ainsi que celle de l'injection et de la collecte radiales du fluide à l'intérieur du milieu poreux.

5.3 Conclusion sur l'application industrielle

D'après l'analyse précédente, il apparaît que même si **une injection et une collecte de fluide uniformes ne sont physiquement pas toujours optimales pour les performances d'un stockage thermique mono-cuve dual-media, elles sont technico-économiquement optimales pour une application industrielle**. La justification à cela est que, dans l'état actuel des connaissances, il est difficile de prévoir dans quelles circonstances une injection ou une collecte non-uniforme auront une influence positive ou négative, l'influence relative des différents phénomènes en jeu étant difficile à prévoir. Pour cette raison, il est préférable de viser une injection et une collecte les plus uniformes possibles, réduisant un potentiel d'amélioration de toute façon déjà réduit, au profit de la minimisation des pertes possibles, particulièrement en collecte. Plusieurs technologies de distribution ont été identifiées pour remplir ce rôle.

Le premier type de systèmes d'injection et de collecte des fluides retenu est celui des piquages simples. Ces systèmes ont l'avantage d'être simples et très peu coûteux. Ils sont bien connus ainsi que leur dimensionnement. La question de leur utilisation pour des cuves de grand diamètre et l'impossibilité de leur utilisation directement dans le milieu poreux constituent les obstacles à leur usage. Ces systèmes peuvent éventuellement être remplacés par des systèmes à orientation de flux pour diminuer leurs pertes de charge singulières.

Le second type retenu est celui des systèmes à réseau tubulaire. Ces systèmes présentent l'avantage principal de pouvoir être employés en injection et en collecte directement à l'intérieur ou à la surface du milieu poreux. Ils sont également assez simples, leur dimensionnement est connu, y compris pour des systèmes de grande taille et ils ont déjà été employés avec succès sur une installation de taille industrielle. Ils sont en revanche plus complexes que les piquages simples et les pertes de charges qu'ils peuvent ajouter au circuit de fluide sont à prendre en compte.

Le dernier type à considérer est celui des systèmes à déflecteur. Ces systèmes ont l'avantage d'être souvent utilisés dans des réservoirs de grande taille sans milieu poreux pour participer à la distribution. Ils demandent également *a priori* peu de matière par rapport aux systèmes à réseau tubulaire. Ils sont en revanche inutilisables directement dans le milieu poreux et leur dimensionnement est moins simple que pour les deux autres types retenus, nécessitant plus d'études CFD.

Le Tableau 18 liste les avantages et inconvénients des types de systèmes retenus.

Type de système	Avantages	Inconvénients
Piquages simples	<ul style="list-style-type: none"> - Simplicité - Faible coût - Dimensionnement connu 	<ul style="list-style-type: none"> - Applicabilité sur de grande taille en question - Inutilisable directement dans le milieu poreux
Réseau tubulaire	<ul style="list-style-type: none"> - Utilisable directement dans le milieu poreux - Utilisable sur toute taille de réservoir 	<ul style="list-style-type: none"> - Plus complexe - Pertes de charge supplémentaires non négligeables
Systèmes à déflecteur	<ul style="list-style-type: none"> - <i>A priori</i> très efficace - Peu de matière 	<ul style="list-style-type: none"> - Inutilisable directement dans le milieu poreux - Dimensionnement nécessitant plus de CFD

Tableau 18 : avantages et inconvénients des types de systèmes d'injection et de collecte de fluide retenus pour les stockages thermiques mono-cuves dual-media.

Une modélisation numérique de validation sera toujours indispensable, pour chaque nouvelle forme de cuve, chaque nouveau débit de fluide, chaque nouveau niveau de température, ou tout autre modification des conditions de fonctionnement par rapport à celles étudiées expérimentalement et numériquement ici.

Le dimensionnement définitif ne pourra se faire sans une étude technico-économique apportant trois éléments :

- Le coût du système d'injection et de collecte envisagé ;
- Les pertes de charges supplémentaires générées par le système ;
- Le gain d'énergie utile à chaque cycle.

Suivant les cas et le type de distributeur retenu, l'étude numérique nécessaire à l'obtention de la dernière information sera plus ou moins complexe mais permettra de valider le dimensionnement.

Conclusions et perspectives

5.4 Synthèses des résultats

A l'issue des travaux de cette thèse, un bilan est établi.

L'étude bibliographique contextuelle préalable aux travaux a rappelé le potentiel des technologies solaires et en particulier des technologies solaires thermiques avec et sans concentration. Ces technologies présentent l'avantage de permettre le stockage à bas coût de l'énergie solaire, comparé à l'électricité d'origine photovoltaïque. De plus la majorité de l'énergie consommée dans le monde l'est sous forme thermique, ce qui renforce encore l'intérêt du stockage thermique.

Après une synthèse des technologies existantes ou en cours de développement, il ressort que le stockage mono-cuve dual-media présente à la fois l'avantage de stocker la chaleur sous forme sensible, ce qui est le plus proche du niveau industriel, et d'être une piste d'optimisation par rapport aux technologies à deux réservoirs classiques. Cette bibliographie montre aussi que la question de l'injection et de la collecte du fluide est souvent mise de côté dans les études sur le sujet. Le débit de fluide au travers du milieu poreux est presque toujours considéré comme monodimensionnel et l'hypothèse est faite qu'une injection et une collecte uniformes par rapport à l'axe de l'écoulement sont idéaux pour les performances du système en termes de qualité de l'énergie stockée.

L'étude bibliographique a été suivie par une campagne d'essai sur l'installation expérimentale STONE qui a permis, après modifications, de comparer plusieurs systèmes d'injection et de collecte du fluide sur un stockage thermique mono-cuve dual-media de taille préindustrielle. Ces modifications ne concernent que la partie haute du réservoir, équipée dans le cadre de cette thèse de plusieurs systèmes distribuant et collectant le fluide dans le fond bombé rempli de fluide au-dessus du milieu poreux. Deux piquages radiaux, l'un de fort diamètre, l'autre de plus faible diamètre sont installés, ainsi qu'un piquage axial de faible diamètre plongeant jusqu'à la surface du milieu poreux. Ces systèmes permettent respectivement de disposer d'une distribution du fluide considérée comme uniforme, distribution avec un effet de jet dans le milieu libre et enfin une distribution avec un effet de jet directement à la surface du milieu poreux, parallèlement à la direction d'écoulement. Le fond bombé inférieur, lui, ne comporte toujours qu'un seul système d'injection et de collecte, ainsi seules les injections en charge et les collectes en décharge peuvent être comparées.

Il est apparu que, dans les conditions d'essai, **l'influence de l'injection du fluide était très faible sur la capacité du système à emmagasiner de l'énergie et sur la dégradation en température de cette énergie**. En revanche, pour la collecte du fluide, même si la différence reste faible, il apparaît que la collecte axiale affleurant le milieu poreux retire moins d'énergie du système que les collectes radiales latérales, localisées aux parois du milieu libre au-dessus du milieu poreux.

Le second résultat expérimental important est **l'influence de la méthode de collecte sur le comportement du milieu libre** au-dessus du milieu poreux. Il apparaît que la collecte axiale en jet au niveau de la limite du milieu poreux tend à réduire la mobilisation de l'énergie contenue dans le fond bombé supérieur. Par analogie et même si cela n'a pas été montré, il est probable que le même phénomène s'observerait dans le fond bombé inférieur avec un volume de fluide restant piégé sans pouvoir être efficacement chargé en chaleur et réduisant donc le volume utile de l'ensemble.

En termes de **qualité de l'énergie**, c'est-à-dire de capacité de système à conserver l'énergie chargée à haute température en évitant l'épaississement du gradient thermique, les résultats

différent pour l'injection et la collecte. En distribution les différences d'énergie utile entre les essais sont bien plus faibles que les différences d'énergie totale, ce qui suppose un effet quasi nul sur la qualité de l'énergie. En revanche un effet a été observé pour la collecte où **la distribution radiale de faible diamètre s'est avérée incapable d'extraire toute l'énergie utile disponible, contrairement à la collecte axiale et à l'autre collecte radiale de grand diamètre.**

Dans le but de mieux comprendre les phénomènes physiques mis en jeu, mais aussi pour les futures études de cas industriels de bien plus grande taille, l'utilisation de la modélisation numérique s'avère pertinente. A l'issue d'une phase de recherche bibliographique il est apparu que la littérature scientifique présente de nombreuses corrélations pour la modélisation de la thermodynamique et de la mécanique des fluides des milieux poreux. Il existe également de nombreux modèles numériques pour l'étude du stockage thermique mono-cuve dual-media mais la plupart sont monodimensionnels (donc inadaptés à l'étude de l'injection et de la collecte des fluides) ou ne permettent de prendre en compte qu'une seule granulométrie de milieu poreux, alors qu'une double granulométrie est employée dans cette étude.

Un modèle numérique multi-dimensionnel et multi-granulométrique a donc été développé et testé à l'aide de données issues de l'installation expérimentale STONE précédemment étudiée. La validation, bien qu'incomplète, a été jugée suffisante pour permettre l'utilisation du modèle.

Le modèle numérique a été utilisé pour comparer deux cas d'injection de fluide et deux cas de collecte de fluide. Pour l'injection, un profil de vitesse parfaitement uniforme était comparé à une injection en jet axial au centre de la surface du milieu poreux. En collecte, le fluide était laissé libre de sortie, soit sur toute la surface du milieu poreux, soit sur une section réduite et centrée. Plusieurs phénomènes ont été mis en évidence.

Lors de l'injection du fluide en charge, l'effet de jet a deux conséquences. Premièrement il améliore localement l'échange thermique entre le fluide et les solides par augmentation de la vitesse, ce qui réduit l'épaississement du gradient thermique et améliore les performances en termes de qualité de l'énergie. Deuxièmement, l'injection non-uniforme crée une inhomogénéité radiale horizontale de température, ce qui provoque la mise en place de convection naturelle qui tend à rendre horizontal le gradient thermique en remélangeant le fluide à l'intérieur du milieu poreux. Sur une charge suffisamment longue (donc suffisamment complète), l'effet de la convection naturelle finit par annuler les effets du jet qui cesse d'avantager l'injection en jet lorsque le gradient thermique s'éloigne de l'entrée du milieu poreux et sort de la zone d'influence du jet. Ceci explique pourquoi expérimentalement il n'a pas été observé de différence significative entre les injections, les charges du réservoir étant quasiment complètes à chaque fois.

Lors de la décharge du milieu poreux, un autre phénomène apparaît avec la formation d'un passage préférentiel de fluide plus froid au niveau de la section de passage de sortie dans le cas de la collecte non-uniforme. Ceci conduit à piéger une partie de l'énergie à l'extrémité du rayon du milieu poreux cylindrique, cette énergie ne pouvant s'évacuer que peu à peu par mélange avec le fluide de la veine centrale. La température de sortie de fluide, donc la qualité de l'énergie extraite sont dégradées. Il est probable que la convection naturelle, qui doit forcément apparaître du fait du gradient thermique horizontale, ne soit pas assez forte pour contrebalancer cet effet. Ceci expliquerait pourquoi, dans une autre étude [76], une collecte de fluide en jet a montré des performances légèrement meilleure qu'une collecte uniforme dans un cas assez similaire.

En conclusion, il apparaît que **l'influence de l'injection et de la collecte du fluide** sur les performances d'un système de stockage thermique mono-cuve dual-media **est faible** mais potentiellement **pas nulle**. De plus il apparaît que l'hypothèse usuelle sur le sujet est invalidée et qu'une injection ou une collecte non uniforme peuvent assurer de meilleures performances au système sous certaines conditions.

L'application industrielle des résultats précédents a montré qu'une injection et une collecte uniformes de fluide sont techniquement optimales. Il est envisageable d'installer de façon rentable un système de distribution de fluide et dans ce cas, trois types de systèmes sont recommandés, chacun avec ses avantages et inconvénients : les piquages simples, les systèmes à réseau tubulaire et les systèmes à déflecteur.

5.5 Perspectives

Comme indiqué au chapitre précédent, un dimensionnement industriel précis nécessitera une modélisation numérique dédiée tant qu'une large gamme de formes et de configurations de réservoir n'aura pas été étudiée. De tels essais permettront de valider au cas par cas la méthode proposée ici.

Pour effectuer l'étude numérique de systèmes de plus grande taille, le modèle développé au cours de cette thèse est utilisable, sans modification autres que les caractéristiques physiques de matériaux. En revanche une attention particulière devra être portée sur le calcul numérique en lui-même puisque de plus grands systèmes peuvent nécessiter un plus grand nombre de mailles et faire fortement augmenter le temps de calcul. Certains calculs de cette étude ont pu prendre jusqu'à 1 semaine en utilisant plusieurs ordinateurs se répartissant la charge de travail en parallèle.

Augmenter la taille du système nécessiterait, soit de simplifier le modèle, en réduisant le nombre d'équation de l'énergie à deux par exemple, ou d'optimiser le maillage, en ne maillant finement que l'entrée et la sortie du milieu poreux par exemple. Cette seconde solution présenterait le risque de conduire à un phénomène de « diffusion numérique » qui peut survenir lorsqu'un maillage trop lâche est utilisé par rapport aux vitesses d'écoulement (Nombre de Courant trop inférieur à 1).

De plus, si les distributeurs-collecteurs à réseau tubulaires doivent être modélisés, l'étude devra se faire en 3-dimensions. Il faudra également fait coexister des zones de maillage très fin au niveau des orifices et des zones beaucoup plus lâches au cœur du milieu poreux, ce qui est une contrainte non négligeable.

Une fois ces adaptations effectuées, le modèle pourra servir à simuler le comportement d'un stockage de design industriel avec son système d'injection/collecte des fluides, de manière à estimer les performances en stockages/déstockages de diverses configurations. Ceci permettra d'alimenter une étude technico-économique qui comprendra les performances calculées par le modèle, les estimations de coûts de différents systèmes d'injection et collectes, et les pertes de charge générées par ces systèmes (engendrant un coût supplémentaire au niveau de pompes de circulation).

Du point de vue scientifique, plusieurs pistes pourraient également être suivies pour compléter cette étude.

Les essais, expérimentaux comme numériques, se sont concentrés sur quelques point, du fait de la nécessité de développer le modèle et d'adapter l'installation expérimentale. Effectuer d'autres essais en faisant varier les paramètres physiques permettrait de conforter les

hypothèses avancées. Effectués expérimentalement, ces essais fourniraient de nouveaux cas de validation pour le modèle numérique.

La vitesse du fluide, la différence et les niveaux de température ainsi que le rapport entre hauteur et diamètre du milieu poreux sont des paramètres à étudier. Par ailleurs, du fait de la difficulté des modifications de l'installation expérimentale, seules l'injection et la collecte du fluide à haute température ont pu être étudiées, celles du fluide à basse température restant uniformes.

Enfin, l'étude numérique détaillée du comportement des milieux libres a été laissée de côté en considérant que ce problème était secondaire pour une installation industrielle. La compréhension des problématiques de circulation du fluide dans ces volumes nécessiterait d'autres essais et une étude numérique dédiée.

Figures

Figure 1 : schéma de principe des méthodes de concentration du rayonnement solaire pour les technologies solaires thermiques à concentration. (a) : à miroirs paraboliques ; (b) : à tour ; (c) : à miroirs cylindro-paraboliques ; (d) : à miroirs linéaires de Fresnel.	11
Figure 2 : pays d'installation (a) et technologies (b) des centrales solaires à concentration, par nombre de centrales, selon le NREL en 2019 [4].	12
Figure 3 : schéma de principe du déphasage entre production solaire et consommation d'énergie par le stockage thermique.	13
Figure 4 : schéma de principe de la compensation de la baisse ponctuelle de la ressource solaire par le stockage thermique.	14
Figure 5 : schéma de principe du stockage d'énergie par chaleur sensible.	15
Figure 6 : schéma de principe de la charge (a) et la décharge (b) d'un stockage de chaleur sous forme sensible à deux cuves.	16
Figure 7 : schéma de principe de la connexion entre source solaire et stockage thermique direct (a) et indirect (b).	17
Figure 8 : répartition par technologie de stockage sensible des centrales solaires thermodynamiques en opération en 2019 selon le NREL [4].	18
Figure 9 : principe du stockage "accumulateur de vapeur" à pression glissante [9].	19
Figure 10 : schéma de principe de la charge et la décharge d'un stockage de chaleur sensible à thermocline.	19
Figure 11 : principe du stockage d'énergie par chaleur latente.	20
Figure 12 : principe du stockage d'énergie par thermochimique.	22
Figure 13 : principe du stockage de chaleur sensible dual-média en charge.	25
Figure 14 : photographies de la cuve de STONE sans calorifuge.	30
Figure 15 : schéma de principe de l'installation STONE (d'après Bruch et al. 2014).	31
Figure 16 : schéma général de la cuve de stockage de STONE (a) et schéma détaillé d'une virole (b).	31
Figure 17 : répartition de l'énergie totale contenue dans la virole du réservoir de l'installation STONE (a) et dans tout le réservoir (b).	33
Figure 18 : schéma de principe de la distribution de fluide de l'installation STONE pour le fond bombé supérieur. (a) vue en coupe radiale et (b) vue en coupe axiale.	35
Figure 19 : schéma de placement des capteurs de température du milieu poreux et des distributeurs de l'installation STONE. (a) vue d'ensemble. (b) placement par niveau de capteurs du milieu poreux.	36
Figure 20 : schéma de placement des capteurs de température à la surface du milieu poreux. Vue en coupe radiale à la limite haute du milieu poreux.	37
Figure 21 : schéma de placement en coupe axiale des capteurs de température le long de l'axe et des génératrices du fond bombé supérieur.	37
Figure 22 : schéma de définition des surfaces de contrôle pour les capteurs de température du milieu poreux de l'installation STONE à un niveau donné.	38
Figure 23 : schéma de définition des surfaces de contrôle pour les capteurs de température du fond bombé supérieur de l'installation STONE.	39

Figure 24 : température du gravier en fonction du temps pour différentes hauteurs de mesure, au cours d'une charge et d'une décharge du réservoir. Mesures tirées de l'essai N°1. Grandeurs adimensionnalisées.....	42
Figure 25 : température du gravier en fonction de la hauteur pour différents instants, au cours de la charge (a) et de la décharge (b). Mesures tirées de l'essai N°1. Grandeurs adimensionnalisées.....	43
Figure 26 : énergie totale et énergie utile (à température maximum moins 10 °C) de la partie cylindrique de l'installation STONE en fonction du temps, au cours de l'essai N°1 (a) et d'une charge et décharge consécutives tirées de cet essai (b). Grandeurs adimensionnalisées.	44
Figure 27 : schéma de principe de la stratification du milieu poreux d'une virole de l'installation STONE.....	46
Figure 28 : écart-type de température des capteurs du gravier, par niveau de mesure, en fonction du temps adimensionnalisé pendant une charge tirée de l'essai N°1.....	47
Figure 29 : différence à la moyenne de température (°C) par niveau de mesure, à l'instant de maximum d'écart-type, au cours d'une charge de l'essai N°1, en fonction de l'angle du capteur.	47
Figure 30 : évolution de l'énergie totale entrant et sortant du système STONE, calculée à partir des températures d'entrée et de sortie.	49
Figure 31 : comparaison de l'énergie contenue dans le milieu poreux et le fond bombé supérieur de STONE au cours du temps pour les essais 1, 2 et 3.	50
Figure 32 : comparaison des énergies contenues dans le milieu poreux et le fond bombé de STONE aux instants de fin de charge (a) et décharge (b) des essais N°1, 2 et 3.....	51
Figure 33 : comparaison des énergies contenues dans le milieu poreux (a) et le fond bombé (b) de STONE aux instants de fin de décharge des essais N°1, 2 et 3.....	52
Figure 34 : températures des capteurs de l'axe du fond bombé supérieur de l'installation STONE pendant la fin de la deuxième décharge et le début de la charge suivante des essais 1 et 3. Tracés composés de segments de droites entre les points de mesures (1 toutes les 60 s).....	54
Figure 35 : énergie utile du milieu poreux (a) et du fond bombé supérieur (b) de l'installation STONE aux instants de fin de charge des essais N°1, 2 et 3.	56
Figure 36 : énergie utile du fond bombé supérieur de l'installation STONE aux instants de fin de décharge des essais N°1, 2 et 3.....	57
Figure 37 : comparaison des énergies contenues dans le milieu poreux et le fond bombé de STONE aux instants de fin de décharge des essais N°4, 5 et 6.....	58
Figure 38 : énergie totale du milieu poreux (a) et du fond bombé supérieur (b) de l'installation STONE aux instants de fin de charge des essais N°1, 2 et 3.	59
Figure 39 : énergie utile du milieu poreux (a) et du fond bombé supérieur (b) de l'installation STONE aux instants de fin de charge des essais N°4, 5 et 6.	60
Figure 40 : schéma de principe du modèle de milieu poreux du logiciel FLUENT : option d'équilibre thermique (a) et de non-équilibre thermique (b).	69
Figure 41 : schéma de principe du modèle de milieu poreux modifié dans le logiciel FLUENT pour tenir compte des comportements thermiques distincts des deux phases solides granulaires.	70
Figure 42 : cartes de température du fluide et de la paroi (a) et du gravier (b) de STONE à l'initialisation du cas de validation N°1, tiré de FLUENT.	78
Figure 43 : conditions aux limites en vitesse (a) et température (b) pour le cas de validation N°1 du modèle.	79

Figure 44 : comparaison des profils de température moyennée par niveau de mesure, en fonction de la profondeur, à différents instants, pour le fluide (a) et le gravier (b), dans le cas de validation N°1 du modèle numérique. Valeurs expérimentales en pointillé et valeurs numériques en trait plein. (Seuls les points représentent des valeurs réelles).	80
Figure 45 : écarts de température en fonction de la profondeur à différents instants, pour le fluide (a) et le gravier (b) dans le cas validation N°1. (Résultats numériques - Données expérimentales). (Seuls les points représentent des valeurs réelles).	81
Figure 46 : cartes de température du fluide, du sable et de la paroi (a) et du gravier (b) de STONE à l'initialisation du cas de validation N°2, tiré de FLUENT.....	83
Figure 47 : conditions aux limites en vitesse (a) et température (b) pour le cas de validation N°2 du modèle.	84
Figure 48 : comparaison des profils de température moyenne par niveau de mesure, en fonction de la profondeur, à différents instants, pour le fluide (a) et le gravier (b), dans le cas de validation N°2 du modèle numérique. Valeurs expérimentales en pointillés et valeurs numériques en traits pleins. (Seuls les points représentent des valeurs réelles).	85
Figure 49 : écarts de température en fonction de la profondeur à différents instants, pour le fluide (a) et le gravier (b) dans le cas de validation N°2. (Résultats numériques - Données expérimentales). (Seuls les points représentent des valeurs réelles).	86
Figure 50 : schéma de principe des géométries de test numérique en charge.....	89
Figure 51 : différence d'énergie totale et utile à 10 K, au cours du temps, lors d'un essai de charge avec le modèle complet. Résultats en valeur (a) et en % de l'énergie totale du cas l'injection uniforme (b). 50% du temps total de calcul représenté.	90
Figure 52 : cartes de température fluide et paroi, à différents temps et pour les deux distributions (injections). Géométrie 2D-axisymétrique, axe aux frontières gauches des cartes.....	91
Figure 53 : vitesse moyenne (a) et vitesse moyenne pondérée par la différence de température entre le fluide et le gravier (b) au cours du temps, lors d'un essai de charge avec le modèle complet, pour les deux injections.	94
Figure 54 : carte de vitesse physique du fluide dans le cas de l'injection en jet, avec le modèle complet à 200 s.....	95
Figure 55 : différence d'énergie totale et utile à 10 K, au cours du temps, lors d'un essai de charge avec le modèle SEP. Résultats en valeur absolue (a) et en % de l'énergie totale du cas d'injection uniforme (b). 50% du temps total de calcul représenté.....	96
Figure 56 : comparaison des différences d'énergie utile à 10 K, au cours du temps, lors d'un essai de charge avec le modèle SEP et le modèle complet. Résultats en valeur. 50% du temps total de calcul représenté.	97
Figure 57 : différence d'énergie totale et utile à 10 K, au cours du temps, lors d'un essai de charge avec le modèle SEP-SG. Résultats en valeur (a) et en % de l'énergie totale du cas de l'injection uniforme (b). 50 % du temps total de calcul représenté.	99
Figure 58 : cartes de température du fluide à 100 s pour les modèles complets et SEP-SG dans les deux cas de distribution (injection). Géométrie 2D-axisymétrique, axe aux frontières gauches des cartes.	100
Figure 59 : comparaison des différences d'énergie utile à 10 K, au cours du temps, lors d'un essai de charge avec le modèle SEP-SG, le modèle SEP et le modèle complet. 50 % du temps total de calcul représenté.	101

Figure 60 : cartes de température du fluide à 3000s dans le cas d'injection en jet pour les modèles complet et SEP-SG. Géométrie 2D-axisymétrique, axe aux frontières gauches des cartes.....	102
Figure 61 : différence d'énergie totale et utile à 10 K, au cours du temps, lors d'un essai de charge avec le modèle SEP-SG-HindepU. Résultats en valeur (a) et en % de l'énergie totale du cas l'injection uniforme (b). 50% du temps total de calcul représenté.	103
Figure 62 : vitesse moyenne (a) et vitesse moyenne pondérée par la différence de température entre le fluide et le gravier (b) au cours du temps, lors d'un essai de charge avec le modèle SEP et le modèle SEP-SG, pour les deux injections (a) ou seulement l'injection en jet (b).	105
Figure 63 : schéma de principe des géométries de test numérique en décharge.	107
Figure 64 : (a) puissance thermique évacuée du milieu poreux et (b) énergie totale contenue au cours du temps lors de l'essai de décharge avec le modèle complet, pour la collecte uniforme et la collecte en jet.	108
Figure 65 : température du fluide déchargé dans le cas d'une décharge avec le modèle complet, pour les deux collectes.	109
Figure 66 : énergie utile contenue dans le système au cours de l'essai de décharge avec le modèle complet, pour la collecte uniforme et la collecte en jet. Pendant la durée totale du test (a) et pendant la période entre 1200 s et la fin (b).	110
Figure 67 : cartes de température du fluide et de la paroi lors de décharge du fluide, à 6000s, pour les deux collectes, avec le modèle complet (a). Détail de la zone proche de la sortie du fluide (b). Axe de symétrie aux frontières gauche des cartes.	112
Figure 68 : vitesse moyenne (a) et vitesse moyenne pondérée par la différence de température entre le fluide et le gravier (b) au cours du temps, lors d'un essai de décharge avec le modèle complet, pour les deux collectes.	114
Figure 69 : comparaison de l'énergie totale (a) et de l'énergie utile à 10 K (b) au cours du temps entre les deux distributions avec le modèle SEP.	115
Figure 70 : température de sortie au cours du temps, dans le cas d'une décharge suivant une charge partielle de 300 s avec le modèle SEP.	116
Figure 71 : illustration de l'injection et collecte de fluide par piquage simple directement dans le milieu poreux.	125
Figure 72 : schéma de principe des distributeurs de fluide à orientation de flux, en injection.	126
Figure 73 : schéma de principe de système à déflecteur.	126
Figure 74 : schéma de "diffuseur pour maximiser la génération de stratification thermique" déposé dans le cadre du brevet KR1010613822 [64].	127
Figure 75 : schéma de principe des distributeurs à volume poreux.	128
Figure 76 : schéma de principe des systèmes à réseau tubulaire en injection.	129
Figure 77 : géométries possibles de systèmes à réseau tubulaire.	129
Figure 78 : géométries possibles de distributeurs à volume perforé. D'après [68].	130
Figure 79 : schéma de principe des distributeurs de fluide à vannes en injection.	131
Figure 80 : schéma de principe des distributeurs à canne de stratification.	132
Figure 81 : schéma de principe des distributeurs à compensation de densité en injection. ...	133

Tableaux

Tableau 1 : caractéristiques de matériaux de stockage de chaleur sensible considérés pour les centrales CSP [6].	16
Tableau 2 : caractéristiques de matériaux à changement de phase solide-liquide utilisés ou envisagés pour le stockage d'énergie. D'après [11], [12], [13], [14].	21
Tableau 3 : caractéristiques des réactions thermo-chimiques réversibles étudiées pour le stockage de chaleur [17]. (Densité de stockage en énergie par volume d'espèce non-dissociée).	23
Tableau 4 : comparaison des principes de stockage thermique.	24
Tableau 5 : caractéristiques de la cuve de stockage de l'installation STONE.	32
Tableau 6 : ordres de grandeur pour le calcul des pertes de charge de l'installation STONE non modifiée.	34
Tableau 7 : ordres de grandeur pour le calcul du nombre de Biot des grains de sable de l'installation STONE.	40
Tableau 8 : essais réalisés avec l'installation STONE lors de la campagne d'essais.	41
Tableau 9 : conditions du test de validation n°1 du modèle développé.	76
Tableau 10 : schémas numériques utilisés avec le modèle développé dans ANSYS-FLUENT.	77
Tableau 11 : grandeurs caractéristiques des tests numériques en charge.	89
Tableau 12 : grandeurs de calcul des nombres adimensionnels thermodynamiques.	93
Tableau 13 : grandeurs caractéristiques des tests numériques en décharge.	106
Tableau 14 : détermination de l'instant de fin de décharge et de l'énergie utile perdue dans le cas d'une décharge totale avec le modèle complet, pour les deux collectes.	111
Tableau 15 : détermination de l'instant de fin de décharge et de l'énergie utile déchargée dans le cas d'un cycle de charge/décharge partiels avec le modèle SEP, pour les deux distributions de fluide à haute température.	116
Tableau 16 : efficacités des phases de fonctionnement du système de stockage sur un cycle partiel, pour les deux méthodes de distribution et collecte du fluide à haute température, avec le modèle SEP.	117
Tableau 17 : caractéristiques thermiques du fluide de transfert thermique Therminol66 à différentes températures.	120
Tableau 18 : avantages et inconvénients des types de systèmes d'injection et de collecte de fluide retenus pour les stockages thermiques mono-cuves dual-media.	134

Chapitre 6 Annexes

Annexe A : Propriétés physiques

Propriétés physiques de la Therminol66.

Therminol66	
Composition	Terphényle modifié
Fraction volumique dans STONE = porosité globale	0,27
ρ (T) [kg/m ³]	$1020,62 - 0,614254 * T(^{\circ}\text{C}) - 0,000321 * T(^{\circ}\text{C})^2$
Cp (T) [J/(kg,K)]	$1000 * (1,496005 + 0,003313 * T(^{\circ}\text{C}) + 0,0000008970785 * T(^{\circ}\text{C})^2)$
λ (T) [W/(m,K)]	$0,118294 - 0,000033 * T(^{\circ}\text{C}) - 0,00000015 * T(^{\circ}\text{C})^2$
μ (T) [Pa,s]	$\exp(586,375 / (T(^{\circ}\text{C}) + 62,5) - 2,2809) * 1\text{E-}6 * (1020,62 - 0,614254 * T(^{\circ}\text{C}) - 0,000321 * T(^{\circ}\text{C})^2)$

Propriétés physiques des matériaux du milieu poreux

Gravier	
Composition	Quartzite
Fraction volumique dans STONE	0,584
ρ [kg/m ³]	2595
Cp (T) [J/(kg,K)]	$795,9 + 0,8841 * T(^{\circ}\text{C})$
λ [W/(m,K)]	5,5

Sable	
Composition	
Fraction volumique dans STONE	0,146
Porosité du sable seul	0,69
ρ [kg/m ³]	2595
Cp (T) [J/(kg,K)]	$795,9 + 0,8841 * T(^{\circ}\text{C})$
λ [W/(m,K)]	5,5

Propriétés physiques de la paroi du réservoir de l'installation expérimentale STONE

Paroi	
Composition	Acier X18BC
Norme EU	X2CrNi19-11
ρ [kg/m ³]	7900
Cp (T) [J/(kg,K)]	500
λ [W/(m,K)]	$1,162273\text{E}+1 + 1,084214\text{E-}2 * T(^{\circ}\text{C}) + 2,380952\text{E-}6 * T(^{\circ}\text{C})^2$

Annexe B : Diagramme de détermination de la sphéricité

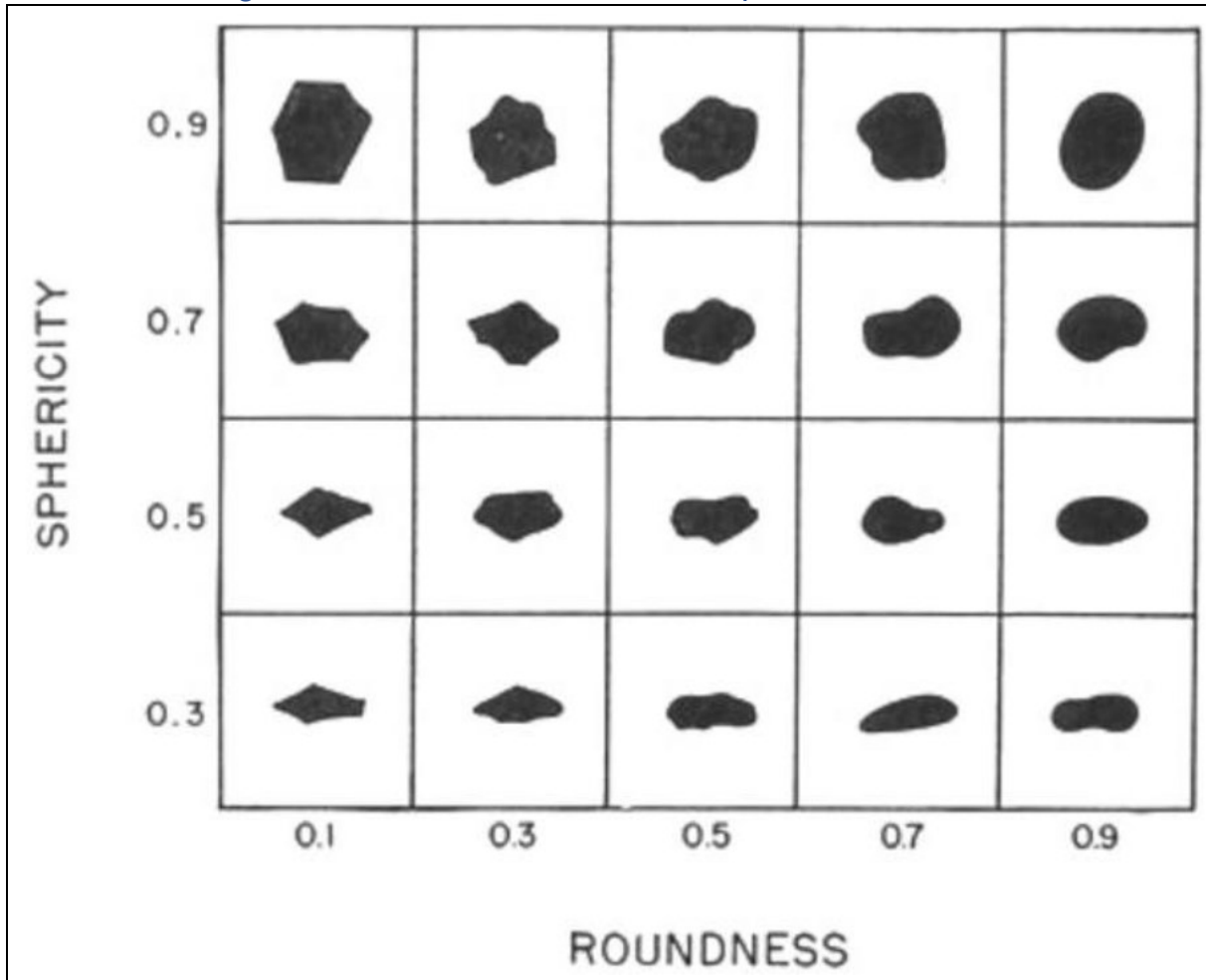


Diagramme d'estimation de la sphéricité « sphericity » (et de l'indice d'émoussé « roundness »). Krumbein et Sloss 1963, copié depuis Esence 2015 (thèse).

Annexe C : Polynômes d'initialisation des cas de validation du modèle numérique.

Température (K)	Profondeur dans le milieu poreux (m)	Polynôme (T = f(Z))
Fluide, sable et paroi	$Z < 0,88$	$(1,985348 \cdot 10^2 - 4,986411 \cdot Z - 4,954406 \cdot 10 \cdot Z^2 - 6,563249 \cdot 10^2 \cdot Z^3 + 6,237194 \cdot 10^2 \cdot Z^4) + 273,15$
Fluide, sable et paroi	$0,88 \leq Z$	$(9,169818 \cdot 10 - 1,466475 \cdot 10 \cdot Z + 3,838910 \cdot Z^2) + 273,15$
Gravier	$Z < 0,13$	$(197,755) + 273,15$
Gravier	$0,13 \leq Z \leq 0,88$	$(1,985348 \cdot 10^2 - 4,986411 \cdot Z - 4,954406 \cdot 10 \cdot Z^2 - 6,563249 \cdot 10^2 \cdot Z^3 + 6,237194 \cdot 10^2 \cdot Z^4) + 273,15$
Gravier	$0,88 < Z$	$(9,169818 \cdot 10 - 1,466475 \cdot 10 \cdot Z + 3,838910 \cdot Z^2) + 273,15$

Polynômes d'initialisation de température dans le cas de validation N°1.

Température (K)	Profondeur dans le milieu poreux (m)	Polynôme (T = f(Z))
Fluide, sable et paroi	$Z < 0,13$	$4,707794 \cdot 10^2 - 6,324538 \cdot Z$
Fluide, sable et paroi	$0,13 \leq Z \leq 0,88$	$4,795472 \cdot 10^2 - 1,061937 \cdot 10^2 \cdot Z + 2,828561 \cdot 10^2 \cdot Z^2 - 2,572016 \cdot 10^2 \cdot Z^3$
Fluide, sable et paroi	$0,88 < Z \leq 1,63$	$1,299165 \cdot 10^3 - 1,883716 \cdot 10^3 \cdot Z + 1,270679 \cdot 10^2 \cdot Z^2 - 2,572016 \cdot 10^2 \cdot Z^3$
Fluide, sable et paroi	$1,63 < Z$	$4,241341 \cdot 10^2 - 7,230219 \cdot 10 \cdot Z + 2,603535 \cdot 10 \cdot Z^2 - 3,243037 \cdot Z^3$
Gravier	$Z < 0,13$	$4,707794 \cdot 10^2 - 1,318462 \cdot 10 \cdot Z$
Gravier	$0,13 \leq Z \leq 0,88$	$4,812765 \cdot 10^2 - 1,14743 \cdot 10^2 \cdot Z + 2,890822 \cdot 10^2 \cdot Z^2 - 2,594459 \cdot 10^2 \cdot Z^3$
Gravier	$0,88 < Z \leq 1,63$	$1,296541 \cdot 10^3 - 1,889249 \cdot 10^3 \cdot Z + 1,281401 \cdot 10^3 - 2,91088 \cdot 10^2 \cdot Z^3$
Gravier	$1,63 < Z$	$4,177326 \cdot 10^2 - 6,616738 \cdot 10 \cdot Z + 2,439008 \cdot 10 \cdot Z^2 - 3,161396 \cdot Z^3$

Polynômes d'initialisation des températures dans le cas de validation N°2.

Références bibliographiques

- [1] O. Edenhofer *et al.*, Éd., *Renewable energy sources and climate change mitigation: special report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. New York: Cambridge University Press, 2012.
- [2] H.-H. Rogner, « Energy resources », in *World Energy Assessment. Energy and the Challenge of Sustainability.*, United Nations Development Programme, United Nations Department of Economic and Social Affairs, et World Energy Council, Éd. New York, USA: United Nations Development Programme, 2000, p. 134-171.
- [3] IEA, « Total primary energy supply (TPES) by source, World 1990-2017 », *IEA - Data & Statistics*. [https://www.iea.org/data-and-statistics?country=WORLD&fuel=Energy%20supply&indicator=Total%20primary%20energy%20supply%20\(TPES\)%20by%20source](https://www.iea.org/data-and-statistics?country=WORLD&fuel=Energy%20supply&indicator=Total%20primary%20energy%20supply%20(TPES)%20by%20source) (consulté le juin 21, 2020).
- [4] « Concentrating Solar Power Projects with Operational Plants », *NREL*, sept. 06, 2019. <https://solarpaces.nrel.gov/by-status/operational> (consulté le sept. 06, 2019).
- [5] IRENA, « Renewable Energy Statistics 2020 », *Int. Renew. Energy Agency Abu Dhabi*, 2020.
- [6] M. A. Geyer, « Thermal storage for solar power plants », in *Solar Power Plants*, Springer, 1991, p. 199–214.
- [7] F. Dinter et D. M. Gonzalez, « Operability, Reliability and Economic Benefits of CSP with Thermal Energy Storage: First Year of Operation of ANDASOL 3 », *Energy Procedia*, vol. 49, p. 2472-2481, 2014, doi: 10.1016/j.egypro.2014.03.262.
- [8] D. Gibb *et al.*, « Applications of Thermal Energy Storage in the Energy Transition-Benchmark and Developments », IEA Technology Collaboration Programme on Energy Conservation through Energy Storage (IEA-ECES), 2018.
- [9] W.-D. Steinmann et M. Eck, « Buffer storage for direct steam generation », *Sol. Energy*, vol. 80, n° 10, Art. n° 10, oct. 2006, doi: 10.1016/j.solener.2005.05.013.
- [10] P. A. Sørensen et T. Schmidt, « Design and construction of large scale heat storages for district heating in Denmark », in *14th International Conference on Energy Storage*, 2018, p. 25–28.
- [11] E. Oró, A. de Gracia, A. Castell, M. M. Farid, et L. F. Cabeza, « Review on phase change materials (PCMs) for cold thermal energy storage applications », *Appl. Energy*, vol. 99, p. 513-533, nov. 2012, doi: 10.1016/j.apenergy.2012.03.058.
- [12] C. Zhou et S. Wu, « Medium- and high-temperature latent heat thermal energy storage: Material database, system review, and corrosivity assessment », *Int. J. Energy Res.*, vol. 43, n° 2, Art. n° 2, févr. 2019, doi: 10.1002/er.4216.
- [13] Z. Khan, Z. Khan, et A. Ghafoor, « A review of performance enhancement of PCM based latent heat storage system within the context of materials, thermal stability and compatibility », *Energy Convers. Manag.*, vol. 115, p. 132-158, mai 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.02.045.
- [14] B. Zalba, J. M. Marin, L. F. Cabeza, et H. Mehling, « Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 23, n° 3, Art. n° 3, 2003.
- [15] P. Garcia, M. Olcese, et S. Rougé, « Experimental and Numerical Investigation of a Pilot Scale Latent Heat Thermal Energy Storage for CSP Power Plant », *Energy Procedia*, vol. 69, p. 842-849, mai 2015, doi: 10.1016/j.egypro.2015.03.102.
- [16] M. Olcese *et al.*, « Design Methodology and Experimental Platform for the Validation of PCM Storage Modules for DSG Solar Plants », *Energy Procedia*, vol. 49, p. 945-955, 2014, doi: 10.1016/j.egypro.2014.03.102.

- [17] P. Pardo, A. Deydier, Z. Anxionnaz-Minvielle, S. Rougé, M. Cabassud, et P. Cagnet, « A review on high temperature thermochemical heat energy storage », *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 32, p. 591-610, avr. 2014, doi: 10.1016/j.rser.2013.12.014.
- [18] S. Rougé, Y. A. Criado, O. Soriano, et J. C. Abanades, « Continuous CaO/Ca(OH)₂ Fluidized Bed Reactor for Energy Storage: First Experimental Results and Reactor Model Validation », *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 56, n° 4, Art. n° 4, févr. 2017, doi: 10.1021/acs.iecr.6b04105.
- [19] M. Cascetta, G. Cau, P. Puddu, et F. Serra, « A comparison between CFD simulation and experimental investigation of a packed-bed thermal energy storage system », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 98, p. 1263-1272, avr. 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.01.019.
- [20] T. Fasquelle, « Modélisation et caractérisation expérimentale d'une boucle solaire cylindro-parabolique intégrant un stockage de type thermocline », PhD Thesis, Université de Perpignan, 2017.
- [21] A. Bruch, J. F. Fourmigué, et R. Couturier, « Experimental and numerical investigation of a pilot-scale thermal oil packed bed thermal storage system for CSP power plant », *Sol. Energy*, vol. 105, n° Supplement C, Art. n° Supplement C, juill. 2014, doi: 10.1016/j.solener.2014.03.019.
- [22] A. Bruch, J. F. Fourmigue, R. Couturier, et S. Molina, « Experimental and Numerical Investigation of Stability of Packed Bed Thermal Energy Storage for CSP Power Plant », *Energy Procedia*, vol. 49, p. 743-751, 2014, doi: 10.1016/j.egypro.2014.03.080.
- [23] C. Odenthal, F. Klasing, et T. Bauer, « Demonstrating Cost Effective Thermal Energy Storage in Molten Salts: DLR's TESIS Test Facility », *Energy Procedia*, vol. 135, p. 14-22, oct. 2017, doi: 10.1016/j.egypro.2017.09.483.
- [24] « Ait-Baha CSP pilot plant », *Airlight Energy*, avr. 28, 2017. <http://www.airlightenergy.com/ait-baha-csp-pilot-plant/> (consulté le avr. 28, 2017).
- [25] S. A. Zavattoni, G. Zanganeh, A. Pedretti, et M. C. Barbato, « Numerical analysis of the packed bed TES system integrated into the first parabolic trough CSP pilot-plant using air as heat transfer fluid », Santiago, Chile, 2018, p. 090027, doi: 10.1063/1.5067121.
- [26] L. G. Radosevich, « Final report on the power production phase of the 10 MW/sub e/Solar Thermal Central Receiver Pilot Plant », Sandia National Labs., Livermore, CA (USA), 1988.
- [27] G. J. Kolb, « Recommendations for improvements in the design and operation of future solar central receiver power plants based on experience gained from the solar one pilot plant », in *Proceedings of the 24th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, 1989, p. 1985-1990.
- [28] T. Esence, « Etude et modélisation des systèmes de stockage thermique de type régénératif solide/fluide », Grenoble Alpes, CEA/LITEN, 2017.
- [29] Z. Yang et S. V. Garimella, « Thermal analysis of solar thermal energy storage in a molten-salt thermocline », *Sol. Energy*, vol. 84, n° 6, Art. n° 6, juin 2010, doi: 10.1016/j.solener.2010.03.007.
- [30] C. Mira-Hernández, S. M. Flueckiger, et S. V. Garimella, « Numerical Simulation of Single- and Dual-media Thermocline Tanks for Energy Storage in Concentrating Solar Power Plants », *Energy Procedia*, vol. 49, p. 916-926, 2014, doi: 10.1016/j.egypro.2014.03.099.
- [31] M. Cascetta, F. Serra, G. Cau, et P. Puddu, « Comparison between experimental and numerical results of a packed-bed energy storage system in continuous operation », *Energy Procedia*, n° 148, Art. n° 148, 2018.
- [32] L. Wang, Z. Yang, et Y. Duan, « Influence of flow distribution on the thermal performance of dual-media thermocline energy storage systems », *Appl. Energy*, vol. 142, p. 283-292, mars 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.12.024.

- [33] G. F. Hewitt, *Heat Exchanger Design Handbook 2008: Fluid mechanics and heat transfer*, Redding, Conn. : Beggel House, Inc. 2008.
- [34] S. Ergun, « Fluid flow through packed columns - Ergun - 1952.pdf », *Chem. Eng. Prog.*, vol. 48, n° 2, Art. n° 2, févr. 1952.
- [35] J. Szekely et J. J. Poveromo, « Flow maldistribution in packed beds: a comparison of measurements with predictions », *AIChE J.*, vol. 21, n° 4, Art. n° 4, 1975.
- [36] E. Erdim, Ö. Akgiray, et İ. Demir, « A revisit of pressure drop-flow rate correlations for packed beds of spheres », *Powder Technol.*, vol. 283, p. 488-504, oct. 2015, doi: 10.1016/j.powtec.2015.06.017.
- [37] S. M. White et C. L. Tien, « Analysis of flow channeling near the wall in packed beds », *Wärme- Stoffübertrag.*, vol. 21, n° 5, Art. n° 5, 1987.
- [38] G. Zanganeh, A. Pedretti, S. Zavattoni, M. Barbato, et A. Steinfeld, « Packed-bed thermal storage for concentrated solar power – Pilot-scale demonstration and industrial-scale design », *Sol. Energy*, vol. 86, n° 10, Art. n° 10, oct. 2012, doi: 10.1016/j.solener.2012.07.019.
- [39] N. Wakao, S. Kaguei, et T. Funazkri, « Effect of fluid dispersion coefficients on particle-to-fluid heat transfer coefficients in packed beds. Correlation of nusselt numbers », *Chem. Eng. Sci.*, vol. 34, n° 3, Art. n° 3, 1979, doi: 10.1016/0009-2509(79)85064-2.
- [40] N. Wakao et S. Kagei, *Heat and mass transfer in packed beds*. New York: Gordon and Breach Science Publishers, 1982.
- [41] R. Pfeffer, « Heat and mass transport in multiparticle systems », *Ind. Eng. Chem. Fundam.*, vol. 3, n° 4, Art. n° 4, 1964.
- [42] P. Zehner et E. U. Schlünder, « Wärmeleitfähigkeit von Schüttungen bei mäßigen Temperaturen - Zehner_Schlünder », *Chem. Ing. Tech.*, vol. 42, p. 933-941, 1970.
- [43] A. Andreozzi, B. Buonomo, O. Manca, P. Mesolella, et S. Tamburrino, « Numerical investigation on sensible thermal energy storage with porous media for high temperature solar systems », *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 395, p. 012150, nov. 2012, doi: 10.1088/1742-6596/395/1/012150.
- [44] J. Lu, T. Yu, J. Ding, et Y. Yuan, « Thermal storage performance of molten salt thermocline system with packed phase change bed », *Energy Convers. Manag.*, vol. 102, p. 267-274, sept. 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2014.10.049.
- [45] K. A. R. Ismail et R. Stuginsky Jr, « A parametric study on possible fixed bed models for pcm and sensible heat storage », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 19, p. 757-788, 1999.
- [46] S. M. Flueckiger et S. V. Garimella, « Second-law analysis of molten-salt thermal energy storage in thermoclines », *Sol. Energy*, vol. 86, n° 5, Art. n° 5, mai 2012, doi: 10.1016/j.solener.2012.02.028.
- [47] E. E. Gonzo, « Estimating correlations for the effective thermal conductivity of granular materials », *Chem. Eng. J.*, vol. 90, n° 3, Art. n° 3, 2002.
- [48] J. H. Lienhard IV et J. H. Lienhard V, *A Heat Transfer Textbook*, Fourth ed. .
- [49] S. M. Flueckiger, B. D. Iverson, S. V. Garimella, et J. E. Pacheco, « System-level simulation of a solar power tower plant with thermocline thermal energy storage », *Appl. Energy*, vol. 113, p. 86-96, janv. 2014, doi: 10.1016/j.apenergy.2013.07.004.
- [50] P. C. Carman, « Fluid flow through granular beds », *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 75, p. S32–S48, 1997.
- [51] R. Clavier, N. Chikhi, F. Fichot, et M. Quintard, « Experimental study of single-phase pressure drops in coarse particle beds », *Nucl. Eng. Des.*, vol. 312, p. 184-190, févr. 2017, doi: 10.1016/j.nucengdes.2016.04.032.
- [52] P. Cheng et C. T. Hsu, « 3.Heat conduction », in *Ingham, D.B. and Pop, I., Transport Phenomena in Porous Media*, 1998, p. 57-76.

- [53] A. G. Dixon, M. A. DiCostanzo, et B. A. Soucy, « Fluid-phase radial transport in packed beds of low tube-to-particle diameter ratio », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 27, n° 10, Art. n° 10, 1984.
- [54] H. Wadell, « Volume, shape, and roundness of rock particles », *J. Geol.*, vol. 40, n° 5, Art. n° 5, 1932.
- [55] W. C. Krumbein, *Stratigraphy and Sedimentation - Particle shape - Krumbein, Sloss - 1963.pdf*, 2nd éd. Freeman, W.H. and Co., 1963.
- [56] B. Stuke, « Berechnung des Wärmeaustausches in Regeneratoren mit zylindrischen und kugelförmigen Füllmaterial », *Angew. Chem.*, vol. 20, n° 262, Art. n° 262, 1948.
- [57] A. G. Dixon et D. L. Cresswell, « Theoretical prediction of effective heat transfer parameters in packed beds », *AIChE J.*, vol. 25, p. 663-676, 1979.
- [58] M. G. Abu-Hamdan, Y. H. Zurigat, et A. J. Ghajar, « An experimental study of a stratified thermal storage under variable inlet temperature for different inlet designs », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 35, n° 8, Art. n° 8, août 1992, doi: 10.1016/0017-9310(92)90195-X.
- [59] V. Panthalookaran, W. Heidemann, et H. Müller-Steinhagen, « The effects of momentum diffusers and flow guides on the efficiency of stratified hot water seasonal heat stores », *Int. J. Energy Res.*, vol. 32, n° 10, Art. n° 10, août 2008, doi: 10.1002/er.1403.
- [60] Y. H. Zurigat, P. R. Liche, et A. J. Ghajar, « Influence of inlet geometry on mixing in thermocline thermal energy storage », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 34, n° 1, Art. n° 1, 1991.
- [61] S. Alizadeh, « An experimental and numerical study of thermal stratification in a horizontal cylindrical solar storage tank », *Sol. Energy*, vol. 66, n° 6, Art. n° 6, sept. 1999, doi: 10.1016/S0038-092X(99)00036-5.
- [62] L. J. Shah et S. Furbo, « Entrance effects in solar storage tanks », *Sol. Energy*, vol. 75, n° 4, Art. n° 4, oct. 2003, doi: 10.1016/j.solener.2003.04.002.
- [63] « Brochure dronninglund 2015 booklet eng print », *issuu*, mai 02, 2017. [https://issuu.com/planenergi.dk/docs/brochure_dronninglund_2015_booklet_\(consulté le mai 02, 2017\)](https://issuu.com/planenergi.dk/docs/brochure_dronninglund_2015_booklet_(consulté le mai 02, 2017)).
- [64] E.-O. Kim, C.-H. Nam, et K.-H. Kim, « The diffuser for maximizing generation of thermal stratification, thermal storage tank, heat circulation system and controlling method thereof », KR101613822 B1, juin 20, 2016.
- [65] E. García-Marí, M. Gasque, R. P. Gutiérrez-Colomer, F. Ibáñez, et P. González-Altozano, « A new inlet device that enhances thermal stratification during charging in a hot water storage tank », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 61, n° 2, Art. n° 2, nov. 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.08.023.
- [66] G. R. Morgan, « 10 MWe Solar-Thermal Central-Receiver Pilot Plant Solar-Facilities Design Integration Thermal Storage Subsystem Analysis Report (RADL ITEM 5-1) ». Rockwell International Rocketdyne Division, 1980.
- [67] H. D. Kale, « Storage tank for water heaters and the like with collector outlet dip tube », US5054437 A, oct. 08, 1991.
- [68] Y. H. Zurigat, A. J. Ghajar, et P. M. Moretti, « Startified Thermal Storage Tank Inlet Mixing Characterization.pdf », *Appl. Energy*, n° 30, Art. n° 30, 1988.
- [69] Z. Wang, H. Zhang, B. Dou, H. Huang, W. Wu, et Z. Wang, « Experimental and numerical research of thermal stratification with a novel inlet in a dynamic hot water storage tank », *Renew. Energy*, avr. 2017, doi: 10.1016/j.renene.2017.04.007.
- [70] G. Bonomi, « Sistema di accumulo termoidraulico a stratificazione », ITBS20070103 A1, janv. 24, 2009.
- [71] A. S. Johansson, « Anordning vid ackumuleringstank fer vetska », SE7612682 L, mai 13, 1978.
- [72] M. Spanggaard, « Inlet stratification device », EP3117171, sept. 17, 2015.

- [73] H.-U. Spring, « Heat storage with stratification of the fluid », EP0878682, août 04, 1999.
- [74] W. Hoesel et S. Guerke, « Hot-water tank and method of providing hot water », WO200063624, avr. 14, 2000.
- [75] A. Miraton et G. Matringe, « Telescopic and floating system for distributing heat transfer fluid for a thermal energy storage device », EP3271633, janv. 24, 2018.
- [76] Z. Wang, H. Zhang, B. Dou, H. Huang, W. Wu, et Z. Wang, « Experimental and numerical research of thermal stratification with a novel inlet in a dynamic hot water storage tank », *Renew. Energy*, doi: 10.1016/j.renene.2017.04.007.