

THESE

En vue de l'obtention du : **DOCTORAT**

Structure de Recherche : Laboratoire de Matière Condensée et Sciences Interdisciplinaires (LaMCScI)

Discipline : Physique

Spécialité : Energétique

Présentée et soutenue le : **05/07/2018**

Par :

Samir BERRHAZI

Aide à la décision pour la conception optimale d'un système de stockage de la chaleur sensible pour les centrales solaires à capteurs cylindro-paraboliques

JURY

Hamid EZ-ZAHRAOUI	PES	Université Mohamed V, Faculté des Sciences de Rabat	Président
Mohammed BENAÏSSA	PES	Université Mohamed V, Faculté des Sciences de Rabat	Rapporteur
Dennoun SAÏFAOUI	PES	Université Hassan II, Faculté des Sciences Ain Chock Casablanca	Rapporteur
Driss ZEJLI	PES	Université Ibn-Tofail, ENSA de Kénitra	Examineur
Hannane DAGDOUGUI	PAdjoint	Polytechnique de Montréal, Canada	Examineur
Rachid BENCHRIFA	PES	Université Mohamed V, Faculté des Sciences de Rabat	Directeur de Thèse
Ahmed OUAMMI	PA	CNRST, Rabat	Co-Encadrant

Année Universitaire : 2017/2018

Avant-propos

Cette thèse a été effectuée au sein du laboratoire de matière condensée et sciences interdisciplinaires, département de physique de la Faculté des Sciences de Rabat, sous la direction du professeur Rachid BENCHRIFA.

Au terme de ce travail je tiens à exprimer ma profonde gratitude à mon directeur de thèse Monsieur Rachid BENCHRIFA, Professeur à la Faculté des Sciences de Rabat, Université Mohamed V, Agdal. Il m'a proposé le sujet de recherche, il a suivi la progression de mes recherches et a suivi l'évolution de mon travail jusqu'aux phases finales de rédaction. Il n'a pas cessé de me prodiguer conseils, critiques et jugements indispensables à la progression du mémoire de thèse. Qu'il trouve ici le témoignage de mon profond respect et ma vive gratitude.

J'adresse mes vifs remerciements à Monsieur EZ-ZAHRAOUI Hamid, Professeur à la Faculté des Sciences de Rabat, Université Mohamed V, Agdal de m'avoir fait l'honneur de présider mon jury de thèse.

Il m'est très agréable d'exprimer une affectueuse et profonde gratitude à mon co-encadrant Monsieur OUAMMI Ahmed Professeur au Centre National pour la Recherche Scientifique et Technique (CNRST-Maroc), pour ses précieux conseils, ses critiques instructives et son aide pour mener à terme ce travail ; aussi je suis très heureux de le voir parmi les membres de jury de ma thèse.

Tous mes remerciements vont aussi à Monsieur BENAÏSSA Mohammed, Professeur à la Faculté des Sciences de Rabat, Université Mohamed V, Agdal, d'avoir accepté d'être mon rapporteur de thèse, aussi de m'avoir honoré par sa présence parmi les membres de jury.

Que Monsieur SAÏFAOUI Dennoun, Professeur à la Faculté des Sciences Ain Chock, Université Hassan II-Casablanca, trouve ici l'expression de ma gratitude pour l'intérêt qu'il a porté pour rapporter ma thèse et aussi de m'avoir honoré par sa présence parmi les membres de jury.

Que Madame DAGDOUGUI Hanane, Professeur à l'Ecole Polytechnique Montréal, Canada veuille bien recevoir l'expression de ma plus grande gratitude d'avoir acceptée de juger ce travail.

Je remercie Monsieur ZEJLI Driss, Professeur à l'Ecole Nationale des Sciences Appliquées de Kénitra de m'avoir honoré par sa présence parmi les membres de jury.

Résumé

L'intégration d'un système de stockage thermique dans une centrale solaire thermodynamique à capteur cylindro-parabolique est une option prometteuse pour répondre aux problèmes d'intermittences des sources d'énergie solaire. Une analyse sur les technologies de stockage de la chaleur sensible a permis d'identifier le module solide comme une solution très efficace. Le modèle de simulation présenté a permis de discuter l'influence des différents paramètres thermophysiques et géométriques. Le meilleur choix des matériaux reste celui qui présente une grande capacité calorifique et qui peut par suite stocker le maximum d'énergie à faible coût dans un espace relativement réduit. L'objectif de cette thèse est de développer une démarche globale d'aide à la décision pour la conception optimale d'un système de stockage qui maximise la valeur actuelle nette, cette démarche proposée est évaluée ensuite par des études de cas pour tester ses performances et pour évaluer les impacts des paramètres de conception sur les coûts d'investissement.

Mots clés : Centrale solaire à capteur cylindro-parabolique, système de stockage, chaleur sensible, valeur actuelle nette (VAN), optimisation, aide à la décision.

Abstract

Integrating thermal storage system in a thermodynamic solar power plant based parabolic trough constitutes a promising option to deal with the intermittency of solar energy sources. The analysis of sensible heat storage technologies has allowed identifying the solid module as an efficient solution. The developed decision model has allowed to investigate the influences of different thermo-physical and geometrical parameters. The optimal choice of materials is the one showing both a high calorific capacity and storage level at low cost and in a relatively small space. The main objective of this thesis is to build up a comprehensive decision support approach for the optimal design of a high temperature storage system that maximizes the net present value. The proposed approach has been evaluated through case studies to test its performance as well as to evaluate the impacts of design parameters on investment costs.

Keywords: Solar parabolic trough, storage system, sensible heat, Net present value (NPV), optimization, decision support.

Table des matières

Avant-propos.....	1
Résumé.....	2
Abstract	3
Table des matières	4
Table des figures	8
Liste des tableaux	10
Nomenclature.....	11
Introduction générale.....	14
Chapitre I Etude bibliographique	16
Première partie : Centrale thermosolaire à concentration (CSP).....	16
I.1 Concentration Ponctuelle	16
I.1.1 Centrales à tour	16
I.1.2 Centrales à capteurs paraboliques (dish-Stirling)	18
I.2 Concentration linéaire	19
I.2.1 Centrales solaires à miroir de Fresnel.....	19
I.2.2 Centrales à capteurs cylindro-paraboliques	20
I.3 Comparaison des différentes technologies CSP.....	22
I.4 Gisement solaire dans le monde.....	23
I.5 Gisement solaire du Maroc	24
Deuxième partie : Stockage de l'énergie thermique.....	25
I.1 Rôle des systèmes de stockage thermique dans les centrales CSP	25
I.2 Procédés de stockage de l'énergie thermique	25
I.3 Classification des systèmes de stockage	25
I.4 Critères de conception d'un système de stockage.....	26
I.5 Stockage d'énergie thermique par chaleur latente	26
I.5.1 Principe de fonctionnement	26
I.5.2 Utilisation des matériaux à changement de phase dans les CSP	27
I.5.3 Types de matériaux à changement de phase.....	28
I.5.4 Avantages et inconvénients des MCP.....	29
I.5.5 Critère de choix d'un matériau à changement de phase	30
I.6 Stockage thermochimique.....	30
I.6.1 Classification	31
I.6.2 Critère de choix d'un matériau pour le stockage thermochimique.....	32

I.6.3	Exemple d'utilisation d'une réaction chimique dans une centrale solaire	34
I.6.4	Avantages et inconvénients du stockage thermochimique	34
I.7	Stockage de la chaleur sensible.....	34
I.7.1	Matériaux liquides	35
I.7.2	Matériaux solides.....	36
I.8	Stockage combiné de la chaleur sensible/chaleur latente	38
I.9	Comparaison des différents types de stockage d'énergie thermique	38
Chapitre II	Systèmes de stockage de la chaleur sensible	40
II.1	Systèmes de stockage actifs	40
II.1.1	Systèmes de stockage actif indirect	40
II.1.1.1	Stockage de sel fondu dans deux Réservoir	41
II.1.1.2	Stockage thermocline sur lit de roche (régénérateur).....	43
II.1.1.3	Stockage dans le sable	45
II.1.2	Systèmes de stockage direct	46
II.1.2.1	Stockage direct de sel fondu dans deux réservoirs CSP.....	47
II.1.2.2	Stockage d'huile dans deux réservoirs	48
II.1.2.3	Stockage de la vapeur d'eau.....	49
II.2	Stockage passif : Stockage dans le béton.....	50
II.3	Modélisation et simulation.....	52
II.3.1	Model économique pour l'analyse de projets d'investissement des CSP	52
II.3.1.1	Payback	53
II.3.1.2	Payback actualisé	53
II.3.1.3	Taux de rentabilité interne.....	53
II.3.1.4	Valeur actuelle nette.....	54
II.3.2	Méthode de capacité thermique globale	54
Chapitre III	Conception optimale d'un système de stockage de la chaleur sensible.....	57
	Première partie : Stockage de la chaleur dans le béton pour les CSP	57
III.1	Introduction.....	57
III.2	Recherche développement des systèmes de stockage dans le béton.....	57
III.3	Critères d'évaluation des systèmes de stockage thermique.....	57
III.4	Modèle physique et outil de simulation de stockage	58
III.5	Modèle mathématique.....	59

III.5.1	Calcul du coefficient de transfert.....	59
III.5.2	Calcul du coefficient de transfert corrigé	60
III.6	Analyse de sensibilité à l'aide d'un élément de stockage	60
III.7	RESULTS AND DISCUSSION	61
III.7.1	Variation de la conductivité thermique.....	61
III.7.2	Variation de la capacité thermique volumique	62
III.7.3	Variation du diamètre du canal d'écoulement.....	63
III.7.4	Variation de la distance entre les canaux d'écoulement.....	65
III.7.5	Variation du nombre et de la longueur de canaux d'écoulement du matériau.....	66
III.7.6	Analyse de l'unité de stockage thermique intégrée dans une centrale CSP	67
III.8	CONCLUSION.....	69
Deuxième partie : Conception et optimisation géométrique du système de stockage pour les centrales solaires à capteur cylindro-paraboliques.....		70
III.1	Introduction.....	70
III.2	Modèle de stockage d'énergie thermique	70
III.2.1	Description du système.....	70
III.2.2	Modélisation mathématique.....	70
III.2.3	Problème d'optimisation	72
III.3	Résultats et discussion	73
III.3.1	Configuration de la simulation	73
III.3.2	Simulation du fonctionnement du système TES.....	74
III.3.3	Influence des paramètres de conception sur le coût de stockage.....	74
III.4	Résultats d'optimisation	75
III.4.1	Scénario 1	75
III.4.2	Scénario 2	76
III.4.3	Scénario 3	76
III.4.4	Scénario 4	77
III.4.5	Scénario 5	78
III.5	Conclusion	78
Chapitre IV Choix des matériaux pour une conception optimale du système de stockage thermique des CSP.....		80
IV.1	Introduction.....	80
IV.2	Modèle de stockage de l'énergie thermique	80

IV.2.1	Description du système.....	80
IV.3	Modélisation mathématique du système TES.....	81
IV.4	Formulation d'un procédé d'optimisation.....	81
IV.4.1	Paramètres d'entrée et variables de décision.....	81
IV.4.2	Fonction objective	82
IV.5	Résultats et discussion de la simulation.....	83
IV.5.1	Configuration de la simulation	83
IV.5.2	Simulation du fonctionnement du système TES.....	83
IV.5.3	Influence des paramètres de conception sur le coût du système de stockage	85
IV.5.4	Résultats d'optimisation.....	87
IV.5.5	Influence des paramètres de conception sur la VAN.....	89
IV.6	Conclusion	91

Chapitre V Conception optimale d'un système de stockage à lit de roche.92

V.1	Principe de fonctionnement	92
V.2	Choix de matériaux	93
V.3	Description du modèle de lit de roche	95
V.4	Model théorique du réservoir de lit de roche	95
V.4.1	Equation et modèle mathématique.....	95
V.4.2	Calcul du coefficient d'échange thermique	96
V.4.3	Calcul du coefficient d'échange thermique corrigé.....	96
V.5	Optimisation avec contraintes.....	97
V.6	Paramètre général du système.....	97
V.7	Résultats et discussion	98
V.7.1	Variation de diamètre de roche.....	98
V.7.2	Variation de porosité.....	99
V.8	Résultats de l'optimisation.....	101
V.9	Conclusion	101

Conclusion générale 102

Bibliographie..... 104

Table des figures

Figure I-1 Description schématique des différentes technologies	16
Figure I-2 Centrales solaires à tour PS10, Séville en Espagne.....	17
Figure I-3 Unités de Dish-Stirling installées à la Plateforme	19
Figure I-4 Technologie du concentrateur à miroirs de Fresnel.....	20
Figure I-5 Centrales à capteurs cylindro-paraboliques installées à Ouarzazate.....	21
Figure I-6 Répartition annuelle moyenne de l'irradiation solaire	23
Figure I-7 Carte annuelle d'irradiation solaire obtenue	24
Figure I-8 Profil de changement de phase pour le stockage	27
Figure I-9 Classification des matériaux de stockage d'énergie.....	28
Figure I-10 Chaleur latente en fonction de la température	29
Figure I-11 Classification des procédés chimiques et thermochimiques.....	31
Figure I-12 Classification du stockage chimique et du stockage	31
Figure I-13 Schéma simplifié de fonctionnement du système.....	34
Figure I-14 Vue générale d'un système de stockage d'énergie thermique en trois parties.....	38
Figure II-1 Catégorie de stockage d'énergie thermique dans les CSP	40
Figure II-2 Vue aérienne d'Andasol I	41
Figure II-3 Stockage de sel fondu dans deux réservoirs en Andasol I	41
Figure II-4 Schéma de fonctionnement d'Andasol I	42
Figure II-5 Ensoleillement direct et courbes de puissances.....	42
Figure II-6 Principe de fonctionnement du stockage thermocline.....	43
Figure II-7 Profil de température d'un système de stockage d'énergie thermique	44
Figure II-8 Concept de stockage de sable dans une centrale	45
Figure II-9 Principe de fonctionnement de l'échangeur.....	46
Figure II-10 Répartition thermique des températures de l'air	46
Figure II-11 Système de stockage direct de la tour solaire "Solar Two", Barstow, USA.	47
Figure II-12 Stockage direct à deux réservoirs de l'usine "Solar Two", Barstow, États-Unis.....	47
Figure II-13 Exemple d'une centrale utilisant du sel fondu comme HTF.....	48
Figure II-14 Schéma de fonctionnement de la centrale SEGS I.....	49
Figure II-15 Photos de SEGS I	49
Figure II-16 Schéma de principe de fonctionnement de la centrale solaire PS10	50
Figure II-17 Quatre cuves de stockage de vapeur de PS10	50
Figure II-18 Principe du stockage thermique dans le béton : mode de charge	51
Figure II-19 Module de stockage avec faisceau de tube visible	51
Figure II-20 Essais de béton : sondes de cycle thermique "à gauche"	52
Figure II-21 Module final de test (sans isolation thermique)	52
Figure II-22 Paramètres du système solide.....	55
Figure III-1 Figure de deux blocs (parallèle/série) d'une centrale	58
Figure III-2 Modèle géométrique de l'unité de stockage	59
Figure III-3 Influence de la conductivité thermique du matériau.....	61
Figure III-4 Influence de la conductivité thermique du matériau.....	61
Figure III-5 Influence de la conductivité thermique du matériau.....	62
Figure III-6 Influence de la capacité thermique volumique du matériau	62
Figure III-7 Influence de la capacité thermique volumique du matériau	63
Figure III-8 Influence de la capacité thermique volumique du matériau	63
Figure III-9 Influence du diamètre du canal d'écoulement du matériau.....	64
Figure III-10 Influence du diamètre du canal d'écoulement du matériau.....	64
Figure III-11 Influence du diamètre du canal d'écoulement	65

Figure III-12 Influence de la distance entre les canaux d'écoulement.....	65
Figure III-13 Influence de la distance entre les canaux d'écoulement.....	66
Figure III-14 Influence de la distance entre les canaux d'écoulement.....	66
Figure III-15 Influence de nombre de canaux d'écoulement	67
Figure III-16 Influence de la longueur des canaux d'écoulement.....	67
Figure III-17 Configuration du champ solaire : le concept de base à gauche	67
Figure III-18 Concept modulaire de décharge; réchauffage,.....	68
Figure III-19 Modèle physique du TES.....	70
Figure III-20 Variation de la température du milieu solide pendant le mode de décharge	74
Figure III-21 Energie thermique déchargée pour une unité de stockage.....	74
Figure III-22 Impact de la longueur de stockage sur le coût du matériau de stockage.....	75
Figure III-23 Impact du diamètre interne sur le coût du matériau de stockage	75
Figure III-24 Valeur de VAN en fonction du nombre de tube	77
Figure III-25 Valeur de VAN en fonction l'énergie stockée.....	78
Figure IV-1 Modèle physique de TES.....	80
Figure IV-2 Variation de la température des supports solides pendant le mode de décharge	84
Figure IV-3 Energie thermique déchargée pour une unité de stockage.....	84
Figure IV-4 Température moyenne du milieu solide pour une unité de stockage.....	85
Figure IV-5 Temps de décharge	85
Figure IV-6 Impact de la longueur sur le coût du matériau de stockage	86
Figure IV-7 Impact du diamètre interne sur le coût du matériau de stockage.....	86
Figure IV-8 Impact de la longueur du système de stockage sur le prix des tubes.....	87
Figure IV-9 Impact du diamètre intérieur sur le prix de tube de transfert.....	87
Figure IV-10 Bénéfices relatives à la décharge du système de stockage	87
Figure IV-11 Résultats des Coûts fixes	88
Figure IV-12 Résultats de la valeur actuelle nette.....	89
Figure IV-13 Variation de la VAN selon le taux d'actualisation.....	89
Figure IV-14 Impact de la longueur de stockage de la chaleur sur la VAN.....	90
Figure IV-15 Effet du diamètre intérieur sur la VAN	90
Figure V-1 Principe de fonctionnement du stockage thermocline	93
Figure V-2 Model théorique du réservoir de lit de roche	95
Figure V-3 Variation de l'énergie stockée pendant le processus de charge	98
Figure V-4 Variation de la température pendant le processus de charge	98
Figure V-5 Variation de la température pendant le processus de décharge.....	99
Figure V-6 Variation de l'énergie stockée pendant le processus de charge.....	100
Figure V-7 Variation de la température pendant le processus de charge	100
Figure V-8 Variation de la température pendant le processus de décharge.....	100

Liste des tableaux

Tableau I-1 Projets actuels de la technologie de la tour solaire dans le monde.....	17
Tableau I-2 Projets actuels de la technologie Dish-Stirling dans le monde.....	19
Tableau I-3 Projets actuels des centrales à miroir Fresnel dans le monde.....	20
Tableau I-4 Projets actuels des centrales à capteurs cylindro-paraboliques	21
Tableau I-5 Comparaison entre les principales caractéristiques	22
Tableau I-6 Matériaux pour le stockage thermique à chaleur latente	29
Tableau I-7 Avantages et inconvénients des MCP	29
Tableau I-8 Matériaux utilisés pour le stockage thermochimique	33
Tableau I-9 Matériaux liquides les plus utilisés dans le stockage thermique	35
Tableau I-10 Matériaux solides les plus utilisés dans le stockage thermique.....	37
Tableau III-1 Caractéristiques physico-physiques et coût des matériaux.....	73
Tableau III-2 Conception optimale du TES en ce qui concerne	76
Tableau III-3 Effet de la variation du diamètre intérieur sur la conception optimale du TES.	76
Tableau III-4 Variation de la conception optimale du TES en fonction	77
Tableau III-5 Variation de la longueur optimale et de la VAN	77
Tableau III-6 Effets de variation d'énergie disponible sur la conception optimale de TES.....	78
Tableau IV-1 Caractéristiques thermiques des matériaux et paramètres de coûts connexes...	83
Tableau V-1 Propriétés thermo-physiques des matériaux de remplissage solides	94
Tableau V-2 Paramètre thermo-physique du réservoir thermocline	97

Nomenclature

Bi	Nombre de Biot
$B_{ben,t}^m$	Bénéfice total, €
C_f	Capacité thermique massique, ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
c	Chaleur spécifique, ($J/K \cdot Kg$)
C_p	Capacité calorifique, ($J/kg \cdot K$)
C	Terme de capacité
C_3	Coefficient correctif empirique
$C_{fix}^{m,k}$	Coût fixe, €
C_{mat}^m	Coût du matériau solide, €
C_{tub}^k	Coût de tube de transfert de chaleur, €
C_{ins}	Coût d'isolation, €
$C_{var,t}^{m,k}$	Coût variable total, €
C_{red}	Coût de réduction unitaire du coût final du kWh électrique, €
C_t	Cash-flow de l'année t, €
d_p	Diamètre intérieur, m
da	Diamètre, m
di	Diamètre intérieur, m
d_h	Epaisseur de tube de transfert de chaleur, m
$E_{sensible}$	Energie sensible stockée, J
$H_{corrigé}$	Coefficient d'échange thermique corrigé, $Wm^{-2}K^{-1}$
H_{eff}	Coefficient d'échange thermique effectif, $Wm^{-2}K^{-1}$
H	Hauteur de réservoir, m
h	Coefficient de transfert de chaleur, $Wm^{-2}K^{-1}$
Hl	Coefficients de transfert chaleur globale entre fluide et solide pour l'équation d'énergie de fluide, s^{-1}
Hs	Coefficients de transfert chaleur globale entre fluide et solide pour l'équation d'énergie de solide, s^{-1}
K	Conductivité thermique, ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)
K	Conductivité, $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
L_c	Longueur caractéristique, m
L	longueur du système de stockage, m
m	Masse, kg
Nu	Nombre de Nusselt
N	Nombre de tubes de transfert de chaleur
Pr	Nombre de Prandtl
Q	Chaleur, J
$Q_{tot,t}^m$	Energie thermique annuelle totale déchargée, kWh
Q_{dis}^m	Energie déchargé dans un cycle par une unité de stockage, kW h
Q_{los}^m	Chaleur perdue par module de stockage, KW h
$\dot{q}_{cov}$	Flux convectif, J/s ou W

R	Rayon de réservoir ou largeur, m
R_s	Terme de résistance thermique donné par la résistance due à l'échange convectif sur la surface et par la conductivité interne solide
Re	Nombre de Reynolds
r	Taux d'actualisation, %
S	Surface, m ²
T	Température, °C
T_{ini}	Température initiale, °C
T_{ing}	Température d'équilibre, °C
t	Temps, s
$\bar{T}_{s,m}$	Température moyenne du matériau solide, °C
T_{amb}	Température ambiante, °C
$t_{dis,m}$	Temps de décharge, s
V	Volume, m ³
ϑ	Vitesse intrinsèque, ms ⁻¹
U	Energie interne, J

Indice

ben	Bénéfice
cov	Convectif
correctif	Corrigé
dis	Déchargé
eff	Effectif
fix	Fixe
f	Fluide
i	Initiale
in	Intérieur
ins	Isolation
mat	Matériau
out	Extérieur
red	Réduction
s	Solide
tot	Totale
tub	Tube
var	Variable

Greek

ε	Porosité du réservoir de stockage
μ	Viscosité du fluide, kgm ⁻¹ s ⁻¹
ξ	variables de décision binaire
ρ	Densité, kg.m ⁻³
η	Paramètre économique
ξ	Paramètre économique

τ Volume élémentaire, m⁻³

Abréviation

ANU	Université nationale australienne
CSP	Centrale thermosolaire à concentration
DLR	Centre allemand pour l'aéronautique et l'astronautique (German: Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt.V.)
HTF	Fluide de transfert de chaleur
I	Investissement
LCE	Levelized Cost of Energy
MCP	Matériaux à changement de phase
NPV	Net Present Value
SEGS	Solar Energy Generating Systems
TES	Stockage d'énergie thermique
TRI	Taux de rentabilité interne
VAN	valeur actuelle nette
WESPE	projet de construction d'un système de stockage de la chaleur sensible

Symbole

€	Euro
M1	Concrete HT
M2	Cofalit
M3	Silica fire bricks
M4	Magnesia fire bricks
M5	Reinforced concrete
M6	Alumina with 1% nano-ZrO ₂
T1	Tube en carbon steel
T2	Tube en cast steel
T3	Tube en cast iron

Introduction générale

La consommation de l'énergie dans le monde ne cesse de croître vu l'important développement économique. Une grande partie de ces énergies consommées provient de gisements de combustibles fossiles, tels que ; le pétrole, le gaz naturel et le charbon. Mais ces sources ne peuvent couvrir les besoins vu leurs caractères limités en réserve, autres facteurs comme les émissions de CO₂ et l'indépendance énergétique exigent de trouver d'autres sources renouvelables et inépuisables comme l'éolien et le solaire.

Actuellement le solaire à concentration est l'une des technologies prometteuses, ayant un faible impact sur l'environnement et économiquement viable, peut relever les différents défis énergétiques. Cette technologie, qui utilise des ressources renouvelables intermittentes et fluctuantes ne peut pas couvrir les besoins des consommateurs en énergie dans le temps, cela met en évidence la nécessité de développer des moyens de stockage pour étendre l'utilisation dans l'espace-temps.

La technologie de stockage de la chaleur sensible dans le solide est considérée comme la plus mature, la plus exploitée et la plus économique. En 2003, Le centre aérospatial allemand a testé à la Plateforme Solaire d'Almeria avec succès la première unité de stockage de la chaleur dans le béton. Cette unité est constituée principalement de tubes de transfert de chaleur encastrés en parallèle dans le béton permettant l'écoulement du fluide pour des températures comprises entre 340 °C et 380 °C.

Bien qu'une grande quantité d'énergie stockée exige un système de stockage important, le meilleur choix reste celui d'un matériau de grande capacité calorifique qui peut stocker le maximum d'énergie à faible coût dans un espace relativement réduit.

Conscient de cet enjeu, l'objectif de cette thèse est de développer une démarche globale d'aide à la décision pour la conception optimale d'un système de stockage d'énergie thermique, avec des matériaux de stockage et géométrie optimales donnant ainsi le maximum de valeur actuelle nette (VAN).

Le premier chapitre comprend deux grandes parties , **La première partie** présente une bibliographie sur les différentes technologies des centrales solaires thermodynamiques, leurs caractéristiques, les différents projets actuels ou en cour de construction existant dans le monde entier, il présente aussi une comparaison entre les quatre technologies (Les centrales à tour, Dish-Stirling, centrales solaires à miroir de Fresnel et centrales à capteurs cylindro-paraboliques) faisant appel aux avantages et inconvénients de chacune d'elles. A la fin un aperçu rapide sur le gisement solaire mondial et national est présenté, démontrant l'importance et la richesse en ressource solaire dans toutes les zones géographiques du Maroc.

La deuxième partie permet aux lecteurs d'apprécier les différents types de système de stockage d'énergie thermique (latente, thermochimique et sensible), présente leurs Intérêts dans les centrales solaires thermodynamiques et décrit leurs principes de fonctionnement, leurs types et les critères de choix, ainsi que les avantages et les inconvénients de chacun. On s'intéresse particulièrement dans cette partie aux matériaux, liquide ou solide, pour le stockage de la chaleur sensible et on finira par une comparaison entre les différents types de stockage thermique.

Le deuxième chapitre est une introduction à la problématique du système de stockage, présente en premier lieu un état de l'art sur les différentes technologies de stockage de chaleur sensible actif ou passif. Elle est focalisée essentiellement sur le système de stockage en béton, objet de notre thèse, on décrit au début en détail son principe de fonctionnement et les expériences faites précédemment par le centre allemand (DLR). On finira cette partie par une présentation globale du modèle économique appelé la valeur actuelle nette (VAN) et par une description de la méthode de capacité thermique globale.

Le troisième chapitre est composé lui aussi de deux parties, on développera dans la **première partie** un outil de simulation qui permettra d'analyser les performances du système de stockage de chaleur sensible dans le milieu solide choisi pour des températures comprises entre 340 °C et 390 °C. L'influence de divers paramètres, tels que les effets des propriétés thermo-physique du matériau et la géométrie du milieu de stockage seront discutés. Les résultats obtenus montrent que l'évaluation globale du système exige le choix d'une stratégie d'optimisation adéquate prenant en compte les contraintes de capacité stockage -prix.

La deuxième partie propose un cadre globale d'aide à la décision formulée comme un problème d'optimisation avec contrainte sur un horizon temporel défini. L'objectif de cette partie est de concevoir de manière optimale un système de stockage d'énergie thermique avec des paramètres géométriques optimaux qui maximisent la valeur actuelle nette (VAN). Ce modèle de décision proposé peut être considéré comme un outil pratique qui peut aider les ingénieurs et les décideurs dans la conception et la planification dans l'avenir. L'étude de performance et d'efficacité du cadre proposé est faite par le biais d'études de cas représentatives. Les résultats numériques montrent qu'un dimensionnement optimal entraîne des augmentations significatives en termes de VAN.

Le quatrième chapitre présente aussi le même modèle globale d'aide à la décision pour trouver la combinaison optimale entre un ensemble de matériaux solides et de tube de transfert de chaleur. Ce modèle proposé est formulé cette fois-ci comme un problème d'optimisation, qui vise à maximiser la valeur actuelle nette (VAN) associée à l'investissement sur un horizon temporel donné, en tenant compte des différents coûts d'investissement, des caractéristiques thermo-physiques, et des paramètres de conception tels que le nombre de tubes de transfert de chaleur, la longueur et le diamètre de l'unité de stockage. La conception proposée dans cette deuxième partie est évaluée par des études de cas pour tester ses performances et pour évaluer ses impacts sur le coût d'investissement du système de stockage.

Le dernier chapitre présente un outil de simulation formulé comme un problème d'optimisation avec contrainte, pour chercher une taille optimale des diamètres de roches qui permet de stocker le maximum d'énergie, il peut analyser aussi les performances dudit système de stockage de chaleur sensible pour des températures comprises entre 340 °C et 390 °C. Cet outil est appliqué ici à un système de stockage d'énergie thermique appelé lit de roche, composé principalement d'un cylindre rempli de roches supposées sphériques dont le transfert thermique se fait selon un gradient de température créer entre la zone chaude et la zone froide en formant ainsi une zone dite thermocline.

Chapitre I Etude bibliographique

Première partie : Centrale thermosolaire à concentration (CSP)

En général, l'exploitation de l'énergie solaire par voie thermodynamique, est basée sur le chauffage d'un fluide caloporteur par le rayonnement solaire concentré puis convertir cette énergie en énergie mécanique et en fin en énergie électrique. Pour le phénomène de concentration solaire, on trouve deux types (figure I.1) :

Concertateurs ponctuels : les dispositifs de concentration s'orientent automatiquement et suit le soleil sur deux axes, en azimut et en élévation, pour réfléchir le rayon solaire vers un point appelé foyer ou récepteur centrale. Les centrales à tour et les concentrateurs paraboliques sont deux technologies qui fonctionnent par la concentration ponctuelle.

Concentrateurs linéaires : ce type de concentrateurs réfléchissent les rayons solaires sur des tubes horizontaux contenant un fluide de transfert. On trouve deux types de capteurs pour cette technologie, les capteurs de Fresnel et les capteurs cylindro-paraboliques.

On caractérise les performances de chaque type de concentrateur par le facteur de concentration qui représente le rapport entre la surface de collecte et la surface du capteur. Généralement, les systèmes à concentration en ligne ont facteur de concentration inférieur à celui des concentrateurs ponctuels.

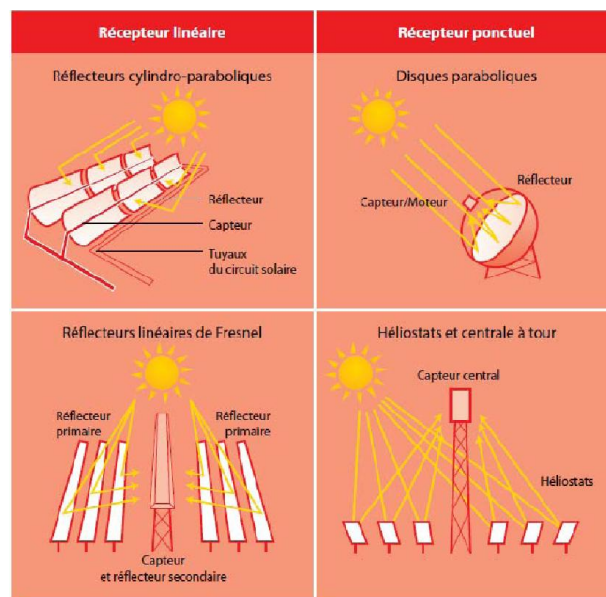


Figure I-1 Description schématique des différentes technologies de récepteurs solaires

I.1 Concentration Ponctuelle

I.1.1 Centrales à tour

Les centrales solaires à tour sont constituées de quelques centaines ou de milliers de miroirs concentrant les rayons solaires vers une chaudière positionnée au sommet d'une tour. On appelle ces miroirs uniformément répartis héliostats. Chaque héliostat orientable suit le soleil individuellement et réfléchit les rayonnements en direction d'un point focale au sommet de la tour.

Généralement, le facteur de concentration pour les centrales solaires à tour peut dépasser 1000, ce qui permet d'atteindre des températures importantes, soit entre 600 à 1000 °C.

L'énergie concentrée sur le receveur est ensuite soit directement transférée au fluide thermodynamique qui permet de générer directement de la vapeur, entraînant par suite une turbine, soit utilisée pour chauffer un fluide caloporteur intermédiaire, le liquide caloporteur est ensuite envoyé dans une chaudière où la vapeur générée actionne des turbines pour produire l'énergie électrique.



Figure I-2 Centrales solaires à tour PS10, Séville en Espagne (LETCHER.M 2013)

La tour solaire est considérée comme une technologie plus récente, son rapport de concentration est très grand. Des températures allant au-delà de 1000 °C, permet de stocker de l'énergie thermique. Cependant cette technologie présente quelques inconvénients comme le coût d'investissement qui est trop élevés que celui de la technologie parabolique, mais son installation est beaucoup évoluée depuis le succès de la première centrale commerciale PS10 (figure I-2). Il existe plusieurs projets de centrale à tour à grande échelle, mais ces projets sont en cours de construction ou de planification et la plupart d'entre eux sont aux États-Unis (tableau I-1).

Tableau I-1 Projets actuels de la technologie de la tour solaire dans le monde

Année de production	Nom du projet	Endroit	Type de projet	capacité
2017	Bright Source PG&E7	TBD, California, United States	Commercial	200 MW
2016	Bright Source PG&E6	TBD, California, United States	Commercial	200 MW
2014	Khi Solar One	Upington, Northern Cape, South Africa	Commercial	50 MW
2016	Bright Source PG&E 5	TBD, California, United States	Commercial	200 MW
2015	Bright Source Coyote,Springs 2 (PG& E4)	Coyote Springs, Nevada, United States	Commercial	200 MW

2014	Bright Source Coyote Springs 1 (PG& E3)	Coyote Springs, Nevada, United States	Commercial	200 MW
2013	Crescent Dunes Solar Energy Project	Tonopah, Nevada, Nye, United States	Commercial	110MW à 115 bar, 1050 °F
-	Supcon Solar Project	Delingha, Qinghai, China	Commercial	50 MW
2013	Ivanpah Solar Electric Generating Station	Primm,NV,California, San Bernardino, United States	Commercial	392.0 MW à 160 bar 1050 °F
2012	Beijing Badaling	Beijing, Yanqing County,China	Démonstration	1.5 MW à 400 °C
2011	Lake Cargelligo	Lake Cargelligo, New South Wales, Australia	Démonstration	3.0 MW à 50 bar, 500 °C
2011	Gemasolar Thermosolar	Spain	Commercial	19.9 MW at 565 °C
2011	ACME Solar Tower	Bikaner, Rajasthan, India	Démonstration	2.5 MW à 60 bar, 440 °C
2009	Sierra Sun Tower	Lancaster, California, Los Angeles, U.S.	Commercial	5.0 MW à 440 °C
2008	Jülich Solar Tower	Jülich, Rhineland, Germany	Démonstration	1.5MW à 680 °C
2009	Planta Solar 20	Sevilla, Sanlúcar la Mayor, Spain	Commercial	20 MW à 45 bar, 250–300 °C
2007	Planta Solar10	Sevilla, Sanlúcar la Mayor, Spain	-	11.02 MW à 45 bar, 250– 300 °C

I.1.2 Centrales à capteurs paraboliques (dish-Stirling)

Les capteurs paraboliques (dish-stirling) fonctionnent d'une manière autonome, ils s'orientent automatiquement et suivent tout au long de la journée la course du soleil sur deux axes afin de réfléchir et de concentrer les rayons du soleil vers un point de convergence appelé foyer. Ce foyer est le récepteur du système. Il s'agit le plus souvent d'une enceinte fermée contenant du gaz qui est monté en température sous l'effet de la concentration. Un moteur Stirling convertit directement l'énergie solaire thermique en énergie mécanique et ensuite en électricité (figure I-3).

Le rapport de concentration de ce système est souvent supérieur à 2000 et le récepteur peut atteindre une température de 1000 °C, en parvenant ainsi à des rendements optimaux de conversion de l'énergie solaire en électricité. Un des principaux avantages de cette technologie est la modularité, les dish-Stirling peuvent en effet être installés dans des endroits isolés, non raccordés au réseau électrique. Pour ce type de système, le stockage d'énergie thermique n'est pas possible. Cependant, Cette technologie présente encore des

défis techniques et reste encore en phase de développement, le tableau I-2 montre qu'il n'existe actuellement au monde qu'un seul projet commercial.



Figure I-3 Unités de Dish-Stirling installées à la Plateforme Solaire d'Almería en Espagne (LETCHER.M 2013)

Tableau I-2 Projets actuels de la technologie Dish-Stirling dans le monde.

Année de production	Nom du projet	Endroit	Type de projet	Capacité
2013	Tooele Army Depot	Tooele County, Utah, Tooele, U.S.	Commercial	1.5 MW
2009	Sun Catcher	ARIZONA, US	Démonstration	25 KW
2007	Infiniaz Dish	US, Europe, India, Yuma	Démonstration	3.2 KW
2004	Euro Dish	Odeillo, France	Démonstration	11 KW
1997	DISTAL II	Almeria, Spain	Démonstration	10KW
1996	SES	Pheonix, USA	Démonstration	25 KW
1993	SNLA	Sandia National Lab's TBC	Démonstration	25 KW
1991	DsJoint-Venture Program (DSJVP)	California, Texas	Démonstration	7.5 KW
1986-1988	MDA	California, Georgia, Nevada	Démonstration	25 MWe
1984	SRP	Riyadh/al Saudi arabie kingdom	Démonstration	52.5 KW
1982	Advanco's Vanguard	Souther California USA	Démonstration	25 kWe

I.2 Concentration linéaire

I.2.1 Centrales solaires à miroir de Fresnel

Le Principe de fonctionnement d'un concentrateur à miroirs de Fresnel réside dans l'utilisation des miroirs plans. Chaque miroir peut pivoter indépendamment des autres en suivant la course du soleil pour concentrer en permanence les rayonnements solaires vers un tube absorbeur. En circulant dans ce récepteur horizontal, le fluide thermodynamique est chauffé jusqu'à 500 °C, et la vapeur produite après échange de chaleur actionne une turbine qui produit à son tour de l'électricité (figure I-4).

Parmi les avantages de cette technologie est que les miroirs plats sont moins cher que les miroirs paraboliques et demande une infrastructure moins complexe que celle d'une centrale à capteurs cylindro-paraboliques. Cependant, cette technologie est optiquement moins performante par rapport aux réflecteurs paraboliques et cylindro-paraboliques. La

plupart des projets qui exploitent cette technologie Fresnel sont soit des prototypes, soit des projets de démonstration. Les prototypes ne génèrent que quelques KWe afin de prouver et tester leurs fiabilités techniques et commerciales. Le tableau I-3 présente à la fois les projets opérationnels, en construction et en cours de développement.



Figure I-4 Technologie du concentrateur à miroirs de Fresnel
Installée à la Plateforme Solaire d'Almería en Espagne (Xavier Py 2013)

Tableau I-3 Projets actuels des centrales à miroir Fresnel dans le monde.

Année de production	Nom du projet	Endroit	Type de projet	capacité
2015	Llo	Pyrénées Orientales, Llo, France	Commercial	9.0 MW at 70 bar, 285 °C
2014	Alba Nova 1	Ghisonaccia, Corsica, France	Démonstration	12MW at 65 bar, 300 °C
2014	eCare	Morocco	Démonstration	1.0 MW at 70 bar, 280 °C
2013	Dhursar	Dhursar, Rajasthan, India	Commercial	100 MW
2013	Kogan Creek Solar Boost	Queensland, Chinchilla, Australia	Commercial	44 MW at 60 bar, 370 °C
31 Mars 2012	PuertoErrado 2 Thermosolar	Murcia, Calasparra, Spain	Commercial	30 MW at 55 bar, 270 °C
Octobre 2012	Liddell	New South Wales, Liddell, Australia	Commercial	9.0 MW at 55 bar, 270 °C
2012	Augustin Fresnel 1	Targassonne, Pyreneans South of France	Prototype	0.25 MW at 65 bar, 300 °C
Octobre 2008	Kimberlina	Bakersfield, CA, U.S.	Démonstration	5 MW at 40 bar
19 Mars 2009	PuertoErrado 1 Thermosolar	Murcia, Calasparra, Spain	Prototype	1.4 MW at 55 bar, 270 °C

I.2.2 Centrales à capteurs cylindro-paraboliques

Ce type de centrale se compose de miroirs hémicylindriques alignés parallèlement et orienté en azimut et en élévation et chaque miroir tourne autour d'un axe horizontal pour suivre la course du soleil. Ainsi, les rayons solaires sont concentrés sur un tube

horizontal, où circule un fluide caloporteur qui assure le transport de la chaleur, la température du fluide peut atteindre 500 °C, l'énergie thermique est échangé par un échangeur de chaleur avec l'unité de la production de la vapeur, la vapeur à haute température et à haute pression actionne une turbine qui produira l'électricité (figure I-5).

Malgré que la recherche développement est encore au stade d'amélioration à la fois les caractéristique physico-chimique des fluides caloporteurs utilisé dans les CSP cylindro-parabolique et l'amélioration des caractéristiques physico-optique des surfaces réfléchissantes utilisé dans les capteurs, cette technologie reste actuellement la plus mature et commercialement la plus disponible à l'échelle mondiale avec des coûts d'investissement compétitifs par rapport aux autres technologies CSP.



Figure I-5 Centrales à capteurs cylindro-paraboliques installée à Ouarzazate

Depuis l'installation de la centrale électrique SEGS en Californie en 1984, la technologie des capteurs cylindro-paraboliques a beaucoup évolué, l'Espagne a installé à titre d'exemple plus que 40 centrales solaires de 50 MW (Dhyia Aidroos Baharoon 2015). Le tableau I-4 présente des centrales solaires installées dans le monde entier, ces centrales de grande capacité dépassant 50 MW sont soit en cour de construction ou déjà en exploitation.

Tableau I-4 Projets actuels des centrales à capteurs cylindro-paraboliques de plus de 50 MW dans le monde.

Année de production	Nom du projet	Endroit	Type de projet	capacité
2015	Bokpoort	Globershoop, Northern Cape Province, South Africa	Commercial	50 MW
2015	ACWA, Aries and TSK	Ouarzazate, Morocco	Commercial	160 MW à 100 bar
Juin 2014	KaXu Solar One	Poffader, Northern Cape, South Africa	Commercial	100 MW à 100 bar
2015	Pedro de Valdivia	Maria Elena, Antofagasta, Chile	Commercial	360 MW à 100 bar et 393 °C
2014	NextEra Beacon	California City, California, Kern, U.S.		250 MW à 100 bar
Mars 2013	KVK Energy Solar Project	Askandra, Rajasthan, India	Commercial	100 MW à 100 bar et 393 °C
Aout 2013	Solana Generating Station	Phoenix, Arizona, Maricopa, Gila Bend, U.S.	Commercial	280 MW à 100 bar et 715 °F
Janvier 2014	Genesis Solar Energy Project	Blythe, California, Riverside, U.S.	Commercial	250 MW à 100 bar et 740 °F

17 Mars 2013	Shams 1	Madinat Zayed, 120 km southwest of Abu Dhabi, U.A. E.	Commercial	1000 MW à 100 bar et 400 °C
2009	ISCCS Yazd.	KM 33 of Yazd-Khazarabad, Iran	Commercial	467 MW à 100 bar
Juin 2007	Nevada Solar One	Boulder City, Nevada, Clark, U.S.	Commercial	75 MW à 393 °C

I.3 Comparaison des différentes technologies CSP

Les systèmes paraboliques, les systèmes Fresnel et les tours thermosolaires peuvent être couplés à des cycles de vapeur pour produire une capacité électrique varie entre 10 et 200 MW, les rendements de cycle thermique de ces systèmes varient entre 30 à 40 %. En plus de leurs maturités relatives, les systèmes paraboliques ont démontré leur fiabilité avec un rendement annuel de conversion (solaire / électrique) de 15%. Le tableau I-5 présente une comparaison entre les paramètres techniques des différentes technologies du CSP ((Omar Behar 2013), (LETCHER. M 2013) (Breeze 2016)). On remarque ainsi que les rendements solaires globaux sont inférieurs aux rendements de conversion des cycles conventionnels à vapeur ou combinés, cela est dû à la conversion de l'énergie du rayonnement solaire en chaleur dans le collecteur et la conversion de la chaleur en électricité dans le bloc de puissance.

Tableau I-5 Comparaison entre les principales caractéristiques des quatre systèmes de conversion solaire-électrique

Paramètres	Système parabolique	Centrale à tour	Centrale cylindro-parabolique	Fresnel
Capacité (MWel)	0.01-0.4	10-200	10-200	10-200
Maturité de la filière	Au stade pilote (10 sites)	11 MWe en exploitation	355 MWe en exploitation	Au stade pilote
Puissance des unités actuelles	5 à 25 We	10 à 25 MWe	30 à 80 MWe	5 MWe
Température de fonctionnement	150-1500 (°C)	300-2000 (°C)	50-400 (°C)	50-300 (°C)
Concentration	1000-3000	300-1000	70-100	25-100
rendement solaire maximal	29 %	23 %	21 %	20 %
efficacité du cycle thermique	(30-40) %	(30-45) % ST	(35-42) % ST	(30-42) % ST
efficacité annuelle du système	(16-28) %	(08-23) %	(10-16) %	(09-13) %
Caloporteur et sa température	He ou H2 : 600 à 1200 °C	Sel fondus : 400/600 °C Eau : 250/400 °C	Huiles : 270 à 400°C Eau : 250/400 °C	Eau : 250 °C
Stockage thermique	Non	Béton, céramique, sable	Béton, sels fondus	Béton
Cycle thermodynamique	Stirling (He ,H2, 700°C, 150 Bars)	Rankine (vapeur saturée ou sèche 250/565°C) ou cycle combiné au gaz	Rankine (vapeur saturée ou sèche 250/565°C)	Rankine (vapeur saturée 250°C)

Avantages - Inconvénients	Unités décentralisés, très forte concentration et haute technologie – Suivi sur 2 axes – Très haute pression – Très haute température – Fiabilité – Problématique – Cout élevé	Centrale industrielle à forte concentration et haute technologie : – Suivi sur 2 axes – Très haute température – Récepteur pointu – Système complexe	Centrale industrielle à moyenne concentration, technologie plus simple : – Suivi sur un axe – Température moyenne – Perte de charge élevée – Rendement moyen	Centrale industrielle à moyenne concentration, technologie plus simple : – Réflecteur plan – Suivi sur un axe – Température moyenne – Rendement faible
---------------------------	--	--	--	--

I.4 Gisement solaire dans le monde

Le solaire à concentration nécessite un ensoleillement direct élevé et un faible taux d'humidité, il est particulièrement adapté au sud-ouest American, au Moyen-Orient, en Afrique du nord, au désert d'Australie et au Chili. Les états unis, l'Espagne et le Maroc sont actuellement les marchés les plus importants et les plus attractifs. La quantité moyenne d'énergie solaire reçue par l'atmosphère est d'environ 342 W/m^2 , dont 30% est dispersé ou réfléchi dans l'espace, les 70 % restant peut être exploité par les centrales thermosolaires pour la production de l'énergie électrique (Ehsanul Kabir 2018). L'irradiation solaire annuelle effective dans le monde entier varie de 60 à 250 W/m^2 (Ehsanul Kabir 2018). Les régions du grand Sahara, du sud-ouest des états unis d'Amérique, l'Australie, et l'Afrique de sud recevant jusqu'à $2900 \text{ kWh/m}^2/\text{an}$ de rayonnement direct permet une production massive d'énergie électrique en utilisant la technologie CSP, selon l'agence spatiale allemande DLR, les pays du Maghreb ont un potentiel solaire élevé de l'ordre de $1200 \text{ kWh/m}^2/\text{an}$, l'utilisation seulement de 0,3 % de la surface totale du Sahara en utilisant les CSP suffira de couvrir l'augmentation de la demande future de l'Europe et des pays de la méditerranée. La figure I-6 présente l'intensité moyenne annuelle du rayonnement solaire mondiale. Avec un taux de conversion de seulement 8%, la recherche montre que les zones en point noir sur la carte peuvent couvrir la demande totale d'énergie primaire dans le monde (Ehsanul Kabir 2018).

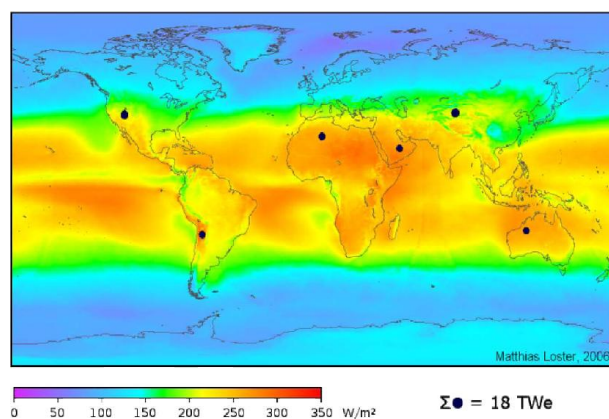


Figure I-6 Répartition annuelle moyenne de l'irradiation solaire sur la surface de la Terre (Ehsanul Kabir 2018)

I.5 Gisement solaire du Maroc

Comme tous les pays d'Afrique du Nord, le Maroc bénéficie d'un potentiel solaire énorme avec plus de 5000 heures d'ensoleillement par an, une capacité de production théorique de plus de 20000 GW et aussi d'un rayonnement quotidien moyen supérieur à 5 kWh/m² (Allouhi Amina 2015). La figure I-7 présente la carte annuelle d'irradiation solaire au Maroc obtenue par la technique d'ANN (Artificial neural network), les sites les plus intéressants en radiation solaire se situent dans le sud et l'est du Maroc (Ouammi.A 2012).

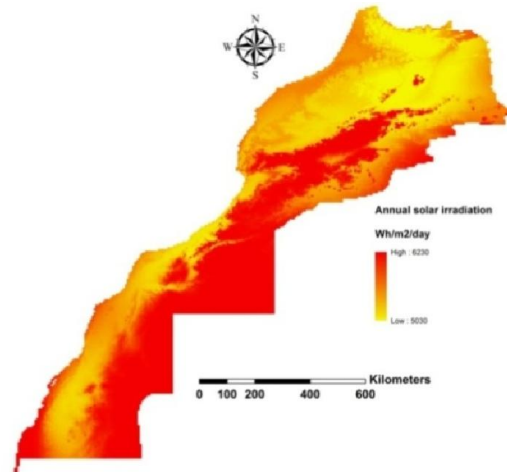


Figure I-7 Carte annuelle d'irradiation solaire obtenue par la technique ANN (Ouammi.A 2012)

Le Maroc a initié dans la région du Moyen-Orient et d'Afrique du nord (MENA) la stratégie la plus ambitieuse avec le Plan Solaire Marocain. Cette stratégie vise à produire 52% des besoins en électricité à partir des sources renouvelables (MASSEN s.d.). Ce plan exige, d'ici 2020, l'installation d'une capacité de production d'énergie solaire de 2 GW au Maroc, les quatre unités solaires qui seront installées à Ouarzazate présenteront l'un des plus grands sites de production thermosolaire multi technologique au monde avec une capacité de 580 MW : 160 MW pour la centrale à capteurs cylindro-paraboliques Noor I avec 3h de stockages, 200 MW pour la centrale à capteurs cylindro-paraboliques Noor II avec 8h de stockage, 150 MW pour la centrale à tour NOOR 3 avec 8h de stockage et enfin une centrale photovoltaïque Noor IV avec une capacité de 70 MW.

Deuxième partie : Stockage de l'énergie thermique

I.1 Rôle des systèmes de stockage thermique dans les centrales CSP

Les centrales solaires ont montré en général une plus grande efficacité en termes de conversion de l'énergie. Malgré les progrès majeurs de la technologie, des obstacles entravent l'introduction de la technologie CSP dans le système énergétique, ainsi l'électricité provenant des centrales solaires est encore beaucoup plus coûteuse que celle des centrales thermiques traditionnelles et la réduction de son coût reste une question importante à réaliser. En outre, l'énergie solaire dépend des radiations solaires qui sont disponible moins de 12 heures par jour. Il serait ainsi intéressant de prolonger le temps de fonctionnement des CSP au-delà du coucher du soleil. Construire des systèmes de stockage d'énergie thermique en excès présente la solution idéale pour réduire le coût final de KWh produite. Le stockage de chaleur dans les centrales solaires peut également servir à stabiliser les fluctuations des radiations solaires dues aux changements climatiques et permet l'adéquation de l'offre et à la demande d'énergie.

I.2 Procédés de stockage de l'énergie thermique

Les technologies de stockage de l'énergie ont bénéficié d'une attention particulière car elles présentent la clé du développement des centrales thermosolaire CSP. Les procédés de stockage d'énergie thermique sont répartis en trois principales étapes, le stockage, le transfert d'énergie et le système de confinement.

- **Le stockage d'énergie** concerne le système qui stocke de l'énergie thermique sous forme de chaleur sensible, latente ou thermochimique.
- **Le mécanisme de transfert d'énergie** a pour but de charger et décharger la chaleur du système de stockage de manière efficace.
- **Le système de confinement** permet de maintenir le système de stockage en toute sécurité et diminuer les pertes par isolation de l'extérieur.

I.3 Classification des systèmes de stockage

Les systèmes de stockage d'énergie thermique peuvent être classés en deux catégories; actif et passif :

Actif où le matériau de stockage circule dans la centrale solaire, il subdivise en deux catégories :

- **Le stockage actif direct** : dans lesquels le fluide caloporteur qui circule dans la centrale est aussi un matériau de stockage ;
- **Le stockage actif indirect** : dans lesquels le fluide caloporteur et le matériau de stockage sont deux fluides différents.

Passif, appelé aussi système régénérateur, le matériau de stockage ne circule pas dans la centrale solaire, l'énergie thermique du champ solaire transitant via un fluide caloporteur, est transférée vers le matériau de stockage à l'aide d'un échangeur. L'énergie thermique disponible sous forme de chaleur peut être ainsi stockée par la modification de l'énergie interne du matériau soit par la chaleur sensible, la chaleur latente ou les réactions thermochimiques. Elle peut être stockée indépendamment ou en combinaison avec ces moyens de stockage.

1. **Chaleur sensible** : stockage de chaleur dans un matériau en augmentant sa température.
2. **Chaleur latente** : stockage de chaleur dans un matériau en changeant son état physique.
3. **Stockage thermochimique** : utilise la chaleur récupérée des récepteurs solaires pour activer une réaction endothermique idéalement et parfaitement réversible, la réaction produira un composé chimique stockable, ce composé est utilisé dans une réaction exothermique pour restituer la chaleur.

Ces trois principaux types de technologies de stockage thermique seront expliqués dans les prochaines sections.

I.4 Critères de conception d'un système de stockage

Il existe deux catégories de critères nécessaires pour la conception d'un système de stockage ; technique et économique (Roubaud.E.G 2017) (Ulf Herrmann 2002):

Critères techniques :

- Densité énergétique élevée (par unité de masse ou de volume) ;
- Conductivité thermique élevée ;
- Transfert de chaleur efficace entre le fluide caloporteur et le matériau de stockage ;
- Stabilité mécanique et chimique du matériau de stockage ;
- Compatibilité chimique entre le fluide caloporteur, l'échangeur de chaleur et/ou le matériau de stockage ;
- Pertes thermiques réduites ;
- Contrôle/commande du procédé est maîtrisé ;
- Aspect environnemental, non toxicité et non inflammabilité.

Critères économiques :

- Coût du matériau de stockage ;
- Coût de l'échangeur de chaleur ;
- Coûts d'investissement liés à l'encombrement du système de stockage.

D'autres critères relatifs à chaque type de technologie de stockage choisis seront étudiés par suite.

I.5 Stockage d'énergie thermique par chaleur latente

I.5.1 Principe de fonctionnement

L'énergie thermique peut être stockée de façon isotherme grâce à un changement de phase des matériaux, solide/liquide ou liquide/vapeur. Durant l'étape de charge, l'énergie thermique fournie au module de stockage permet l'échauffement du matériau, puis son changement de phase et éventuellement sa surchauffe. Le matériau est ensuite stocké à la température de charge. Lors de la restitution de l'énergie celui-ci change de nouveau de phase pour restituer l'énergie stockée et reprendre son état initial. La figure I-8 représente les différentes étapes d'un tel système de stockage.

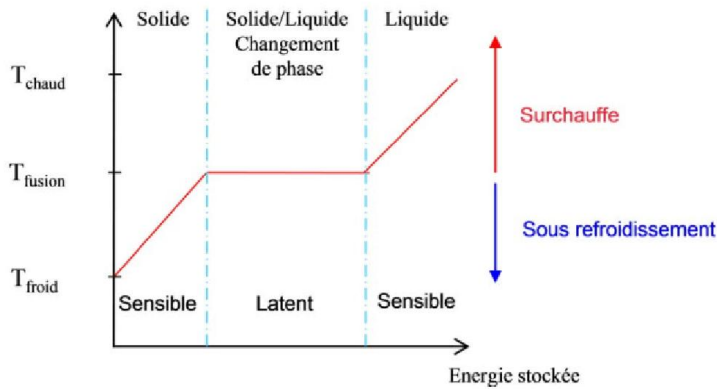


Figure 1-8 Profil de changement de phase pour le stockage par chaleur latente (solide/liquide).

La quantité d'énergie stockée dans le matériau à changement de phase est la somme des énergies sensibles et de l'énergie latente suivant la relation (I.1). La majeure partie de l'énergie stockée est comprise dans l'enthalpie de changement de phase du matériau.

$$E = \int_{T_{froid}}^{T_{fusion}} mC_{p,s} . dT + m\Delta L + \int_{T_{fusion}}^{T_{chaud}} mC_{p,l} . dT \quad (I.1)$$

Où, E est la quantité d'énergie stockée (J), m est la masse du matériau de stockage (kg), $C_{p,s}$ et $C_{p,l}$ sont respectivement les chaleurs spécifiques des matériaux solide et liquide ($J.kg^{-1}.K^{-1}$), ΔL est l'enthalpie de changement de phase ($J.kg^{-1}$) et dT est la variation de la température durant l'étape de charge (K).

Les procédés de stockage d'énergie thermique par chaleur latente sont généralement des systèmes de stockage passifs. Le fluide caloporteur passe dans le système de stockage uniquement pendant les phases de charge et de décharge. L'utilisation d'un système de stockage par chaleur latente permet de réduire les volumes de stockage par rapport au stockage par chaleur sensible et d'avoir des températures de travail isothermes. En revanche, les technologies à utiliser pour le transfert de chaleur et la sélection des matériaux sont plus complexes. Des problèmes subsistent encore, dont notamment la durée de vie des produits qui se dégradent après plusieurs cycles de fusion-solidification et les transferts thermiques qui sont complexes à optimiser (Gil.A 2010).

En général, les matériaux à changement de phase (MCP) peuvent subir quatre types de changement de phase :

- **Solide-solide** : peu utilisé pour le stockage d'énergie, ce changement de phase se traduit par une transformation structurale liée à une variation du volume molaire donc à une variation des distances inter-atomiques du matériau.
- **Liquide-gaz** : grande chaleur de transformation mais associée à un changement de volume conséquent donc peu utilisé.
- **Liquide-solide** : faible volume associé à une petite plage de températures et grande capacité de stockage, la majorité des procédés utilisent des transitions solide-liquide.
- **Solide-gaz** : généralement développé dans le cas des systèmes d'air conditionné et de réfrigération.

I.5.2 Utilisation des matériaux à changement de phase dans les CSP

La technologie de stockage par chaleur latente n'est pas encore développée industriellement, la majorité des études menées sont des prototypes, les deux projets de

grande taille sont DISTOR (2004/2007) et le projet ITES (2010). Le premier prototype DISTOR testé dans la centrale solaire d'Almería en Espagne, avec 2100 kg de matériau de stockage, composé d'un mélange de 54% de KNO_3 et de 46% de NaNO_3 , dimensionné pour $100 \text{ kW}_{\text{th}}$ équivalent à une capacité de stockage effective de $58 \text{ kWh}_{\text{th}}$ (Frédéric Kuznik 2011). Le deuxième prototype est un système couplé, sensible/latent/sensible d'une capacité de $1 \text{ MWh}_{\text{th}}$, il a été installé dans la centrale d'Endesa en Espagne en 2009 avec 14 tonnes de NaNO_3 (Laing.T.B.D 2013).

Actuellement, des recherches sont déployées afin d'améliorer les performances et l'efficacité des systèmes de stockage dans des MCP. Parmi les axes suggérés pour atteindre ces objectifs, on trouve (Marc Medrano 2010):

- Augmentation de la surface d'échange entre le caloporteur et le matériau à changement de phase ;
- Utilisation des matériaux composites avec une conductivité améliorée ;
- Utilisation d'un milieu intermédiaire pour transférer la chaleur du fluide caloporteur au matériau à changement de phase.

I.5.3 Types de matériaux à changement de phase

En général, les matériaux de stockages peuvent être classés en deux grandes catégories (figure I-9) :

- Les composés organiques : paraffines, corps non-paraffiniques.
- Les composés inorganiques : hydrates de sels, sels et métaux.

Les différents sous-groupes de MCP présentent des propriétés thermiques et chimiques très différentes qui affectent significativement la conception du système de stockage thermique pour une application donnée. Pour les composés organiques par exemple, On trouve principalement les paraffines, les alcools de sucre, les acides gras et d'autres composés moins utilisés comme les cétones ou les esters.

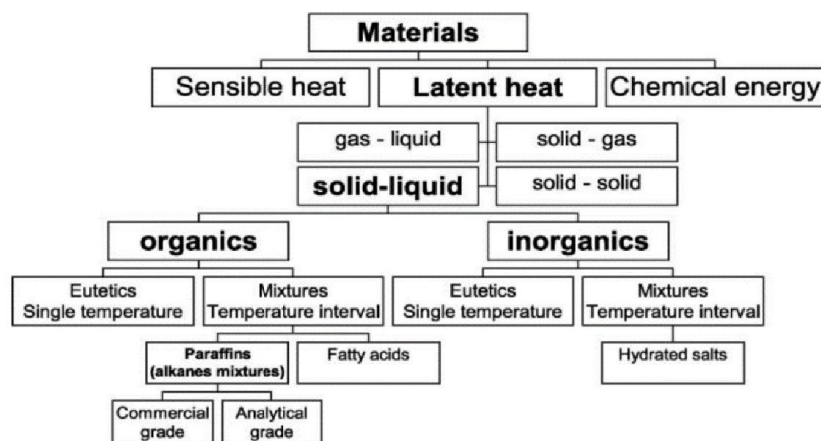


Figure I-9 Classification des matériaux de stockage d'énergie (Abhat.A 1983)

La sélection d'un PCM se fait principalement en fonction de sa température de fusion (Farid.M 2004). La température de fusion des grandes familles de PCM est illustrée dans la figure I-10. Les PCMs ayant une température de fusion supérieure à 400°C sont les composés chlorés, fluorés et les carbonates. La chaleur latente de ces PCMs est comprise entre 500 et 1500 kJ/l . Les paraffines constituent une autre grande famille de PCMs

largement utilisée pour le stockage thermique dans le bâtiment, la température de fusion de la paraffine varie entre 0 et 150°C avec une chaleur latente de fusion de l'ordre de 200 kJ/kg.

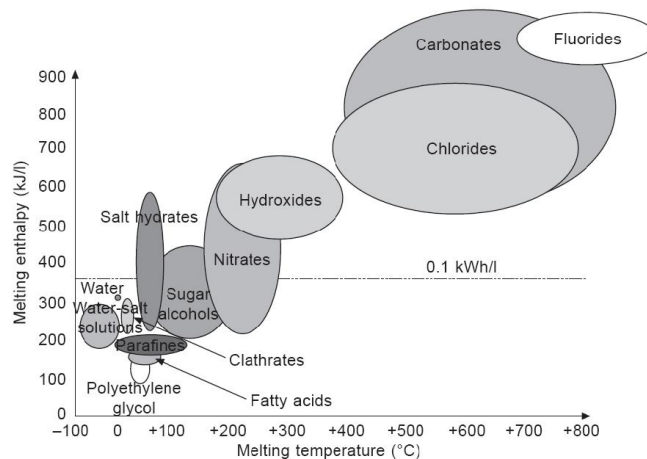


Figure I-10 Chaleur latente en fonction de la température de fusion des grandes familles de PCM (Cabeza 2014)

Les propriétés thermo-physiques des matériaux à changement de phase les plus utilisés sont regroupés dans le tableau I-6. Il est possible d'utiliser de l'eau, des paraffines ou des matériaux organiques et non organiques (Gil.A 2010).

Tableau I-6 Matériaux pour le stockage thermique à chaleur latente (Gil.A 2010)

Matériau	Densité (kg/m ³)	Conductivité thermique (W/(m.K))	Capacité calorifique (J/(kg.K))	Chaleur latente (J/kg)	Masse pour stocker 1 GJ (tonnes)	Masse de stockage relative
Eau	1000	0,6	4200	330 000	16 ($\Delta T = 15K$)	4
PCM organiques ²	800	1	2000	190 000	5,3	1,25
Paraffine	900	0,2	2000	170 000	5	1,15
PCM inorganiques ²	1600	2	2000	230 000	4,35	1

I.5.4 Avantages et inconvénients des MCP

Un large choix de matériaux à changement de phase est disponible. Les MCP organiques, paraffine et non paraffine comme les acides gras et les MCP inorganiques tels que les hydrates de sel et les métaux. Ils présentent des avantages et inconvénients comme suit (tableau I-7).

Tableau I-7 Avantages et inconvénients des MCP (Frédéric Kuznik 2011)

	Organiques	Inorganiques	Eutectique
Avantages	– Non corrosif – Peu ou pas de surfusion – Stabilités chimique et thermique	– Changement de phase – Enthalpie avantageuse – Sous refroidissement	– Point de fusion net à une substance pure. – Chaleur latente volumétrique légèrement supérieure à celle des composés organiques

Inconvénients	– Changement de phase – Enthalpie peu avantageux – Faible conductivité thermique – Inflammabilité	– Surfusion – Corrosion – Séparation de phase – Ségrégation de phase – Manque de stabilité thermique	– Peu de données disponibles sur les propriétés thermiques de ces matériaux. – Encore un peu utilisé au niveau industriel.
---------------	--	--	---

I.5.5 Critère de choix d'un matériau à changement de phase

En général, Lors du choix d'un matériau à changement de phase, plusieurs critères doivent être pris en compte, notamment la température de fusion qui doit être en adéquation avec l'utilisation qui va en être faite. Les critères de choix sont répertoriés comme suit (Kenisarin.M.N. 2010):

Critère thermiques :

- Température de transition de phase adéquate ;
- Enthalpie de changement de phase élevée ;
- Conductivité thermique élevée ;

Critère physiques

- Masse volumique élevée ;
- Faible variation de volume au changement de phase ;
- Faible pression partielle de vapeur.

Critère cinétiques

- Absence de surfusion ;
- Taux suffisant de cristallisation ;

Critère chimiques

- Stabilité à long terme à la température de travail ;
- Compatibilité avec les matériaux de construction ;
- Non toxicité ;
- Non inflammabilité ;

Critère économiques

- Abondance du matériau ;
- Disponibilité et la volatilité des prix ;
- Coût du matériau.

I.6 Stockage thermochimique

Le stockage thermochimique est devenu de plus en plus intéressant au niveau des recherches scientifiques. Le potentiel chimique de certains matériaux est utilisé pour stocker ou libérer de l'énergie thermique avec des pertes thermiques infinitésimales. Les interactions chimiques réversibles qui se produisent entre les composants réactifs des matériaux ou des espèces chimiques sont cruciales pour le stockage et la récupération de l'énergie thermique. D'une manière générale, l'énergie thermique stockée ou libérée, en utilisant deux composants chimiquement réactifs, peut être établie par la réaction suivante :



Le matériau AB absorbe de la chaleur ce qui engendre l'apparition des deux composants distincts A et B qui peuvent être stockés séparément. Ce phénomène endothermique correspond à la phase de stockage de chaleur. Inversement, la mise en contact des composants A et B provoque la formation d'un composant AB et la libération de chaleur. Ce phénomène exothermique correspond à la décharge, phase de restitution de chaleur. Chaque système faisant appel au stockage thermochimique possède un cycle de fonctionnement s'articulant sur ces deux étapes de charge et de décharge.

I.6.1 Classification

Le stockage par sorption et le stockage chimiques sont les deux grands phénomènes actifs et potentiels pour charger et décharger efficacement l'énergie disponible (figure I-11).

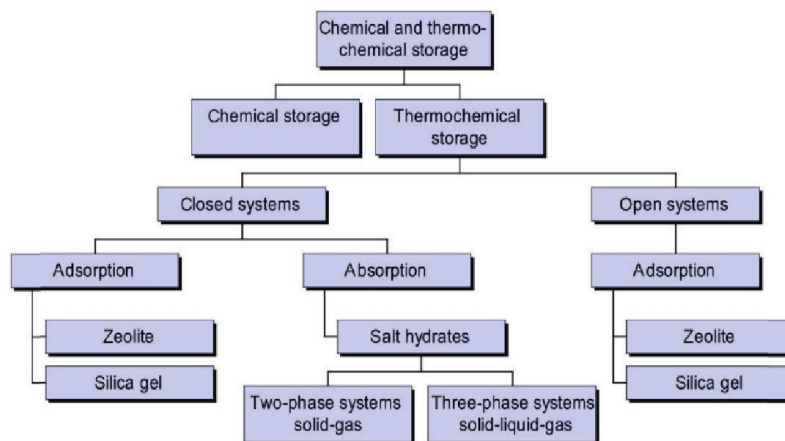


Figure I-11 Classification des procédés chimiques et thermochimiques pour les applications de stockage de chaleur (Kalaiselvam.S.R 2014)

Pour le stockage par sorption, il peut être classé en stockage par adsorption et en stockage par absorption. De même, le stockage chimique peut être rendu efficace par des procédés électrochimiques, électromagnétiques (photochimiques ou photosynthétiques), thermochimiques sans adsorption chimique (chimisorption) et absorption chimique. Les structures de stockage par adsorption et de stockage chimique sont présentées à la figure I-12.

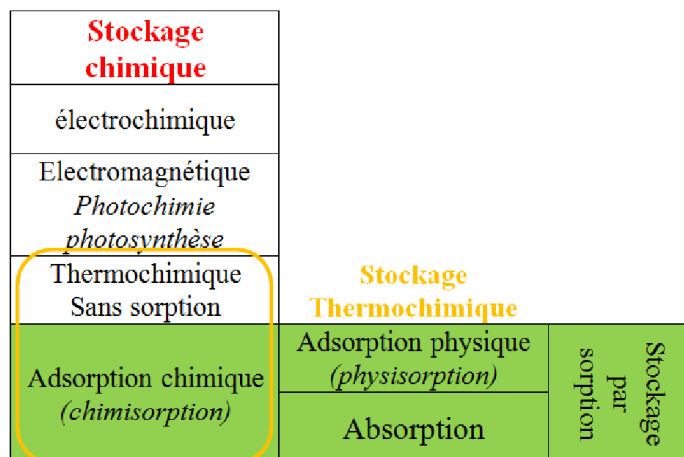


Figure I-12 Classification du stockage chimique et du stockage par sorption (Kalaiselvam.S.R 2014)

Fondamentalement, le phénomène de capture d'un gaz ou d'une vapeur (sorbant) par une substance (sorbant) existant à l'état condensé est connu sous le nom de sorption. La substance sorbante peut être sous forme solide ou liquide. Les phénomènes de sorption comprennent à la fois des caractéristiques thermo-physiques et thermochimiques, en général, on parle d'adsorption et d'absorption. Du point de vue du stockage d'énergie, l'absorption désigne le processus de captage d'un gaz ou d'une vapeur par un liquide (absorbant). D'autre part, l'adsorption se réfère au phénomène de liaison d'un gaz ou d'une vapeur à la surface d'un milieu solide ou poreux. Comme les phénomènes de surface conduisent à l'adsorption, si la liaison a lieu à cause des forces de van der Waals, on parle alors d'adsorption physique (ou de physisorption) et si la liaison est gouvernée par des forces de valence, on parle alors d'adsorption chimique ou chimisorptions).

En principe, le stockage d'énergie thermochimique utilisant un matériau de sorption libère de la vapeur d'eau grâce à l'énergie thermique fournie et inversement libère de l'énergie thermique pendant l'adsorption ou l'absorption de la vapeur d'eau. De manière spécifique, le matériau de sorption a pour but de faciliter le passage de l'équilibre de la phase vapeur-liquide du fluide de travail pur à l'autre équilibre de phase condensée en phase vapeur du même fluide de travail, mais en présence du matériau de sorption.

Dans une phase de charge typique, l'énergie calorifique fournie a tendance à dépasser l'énergie de liaison réversible entre les molécules du fluide de travail et le matériau de sorption. Ainsi, le fluide de travail gazeux est libéré dans l'environnement (dans le cas d'un système ouvert) ou bien condensé (dans le cas d'un système fermé). Ceci indique clairement que l'énergie et le flux d'entropie sont séparés par le principe du stockage thermochimique. En recombinaison des paires réactives séparées/fluide de travail, la décharge de l'entropie se produit. L'énergie d'adsorption/absorption peut être exprimée par la réaction suivante (Kalaiselvam.S 2014):

$$\Delta H_a = \Delta H_v + \Delta H_b$$

D'après cette équation, on déduit que l'énergie d'adsorption/absorption dépend de la somme de l'énergie nécessaire pour l'évaporation de changement de phase du fluide de travail (ΔH_v) et de l'énergie de liaison du fluide de travail au sorbant (ΔH_b).

I.6.2 Critère de choix d'un matériau pour le stockage thermochimique

Quatre catégories principales de matériaux sont disponibles pour le stockage d'énergie thermochimique, chacune possédant ses propres caractéristiques basées sur des propriétés thermo-physiques, et elles sont :

- Matériaux d'adsorption
- Matériaux d'absorption
- Matériaux thermochimiques purs
- Matériaux thermochimiques composites

Mais compte tenu de leurs propriétés thermiques, Les paramètres essentiels qui doivent être pris en considération lors du choix des matériaux appropriés pour le stockage d'énergie thermochimique sont listés ici (Kalaiselvam.S 2014):

- Grande affinité du sorbant vis-à-vis du sorbat, influençant ainsi la cinétique de réaction (taux de réaction) ;
- Volatilité du sorbat pendant l'absorption est meilleure que celle du sorbant ;

- Conductivité thermique et taux de transfert de chaleur suffisamment élevés avec le fluide caloporteur lors du processus d'adsorption ;
- Assuré une température de désorption le plus bas possible. Par exemple, une température de régénération (charge) aussi basse que possible conduit à de meilleurs rendements de capteurs solaires thermiques et permet l'utilisation de capteurs plans (moins coûteux et plus durables) ;
- Respect de l'environnement et moins toxique ;
- Non corrosif pour les récipients de stockage ou les matériaux d'échange de chaleur ;
- Bonne stabilité thermique et moléculaire dans les conditions de fonctionnement (température et pression) ;
- Eviter la pression élevée excessive et le vide poussé.

Pour le stockage thermochimique, des couples d'éléments chimiques sont mis en œuvre, par exemple :

- La décomposition réversible du l'hydroxyde de Calcium (Ca(OH)_2), qui a fait l'objet de plusieurs travaux de recherches (Gil.A 2010), se fait à une température relativement haute (505°C) avec une enthalpie de 167 kJ/mol.
- la dissociation de l'ammoniaque a attiré l'attention des chercheurs depuis plus de vingt ans (Cabeza. Luisa F 2014) en raison de deux avantages majeurs qui sont la faisabilité à température ambiante et la basse toxicité de l'ammoniaque en comparaison avec d'autres produits chimiques. L'inconvénient majeur de cette réaction est son enthalpie de réaction (67 kJ/mol) considérée comme faible par rapport aux autres réactions.

En général, parmi les réactions les plus utilisées et les matériaux qui peuvent être potentiellement utilisés pour le stockage thermochimique, on trouve (tableaux I-8) :

Tableau I-8 Matériaux utilisés pour le stockage thermochimique
(Gil.A 2010) (Kuravi T.J.S 2013)

Composé	Température ($^\circ\text{C}$)	Réaction	Enthalpie (kJ/mol)
Oxyde de manganèse	530 (à 1 bar de réactif)	$\text{MnO}_2 \leftrightarrow 0.5\text{Mn}_2\text{O}_3 + 0.25\text{O}_2$	42
Hydroxyde de calcium	505 (à 1 bar de réactif)	$\text{Ca(OH)}_2 \leftrightarrow \text{CaO} + \text{H}_2\text{O}$	112
Carbonate de calcium	896 (à 1 bar de réactif)	$\text{CaCO}_3 \leftrightarrow \text{CaO} + \text{CO}_2$	167
Hydrures de magnésium	250-500	$\text{MgH}_2 \leftrightarrow \text{Mg} + \text{H}_2$	75
Ammoniac	400-500	$\text{NH}_3 \leftrightarrow 1/2 \text{N}_2 + 3/2 \text{H}_2$	67
Méthane/eau	500-1000	$\text{CH}_4 + \text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{CO} + 3\text{H}_2$	n.a.
Oxyde de magnésium	250-400	$\text{MgO} + \text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{Mg(OH)}_2$	81
Carbonate de fer	180	$\text{FeCO}_3 \leftrightarrow \text{FeO} + \text{CO}_2$	-
Hydrures de métal	200-300	$\text{Metal } x\text{H}_2 \leftrightarrow \text{metal } y\text{H}_2 + (x - y)\text{H}_2$	-
Methanolation-demethanolation	200-250	$\text{CH}_3\text{OH} \leftrightarrow \text{CO} + 2\text{H}_2$	n.a

I.6.3 Exemple d'utilisation d'une réaction chimique dans une centrale solaire

En se basant sur le concept de la réaction d'ammoniac schématisé ci-dessus, l'université nationale australienne (ANU) a testé un système solaire en boucle fermée fonctionnant avec un concentrateur parabolique plat de 20 m² de surface, ayant une capacité de 15 KW (figure I-13). Le concept de stockage comprend un inventaire fixe de réactifs passant alternativement entre des réacteurs de stockage et de déstockage d'énergie, à température ambiante des réactifs entre eux. Ces réacteurs sont des unités catalytiques à lit tassé qui utilisent des matériaux catalytiques commerciaux standard.

Grâce à cette expérience, ANU a démontré la faisabilité de cette technologie et la possibilité de l'appliquer dans des centrales solaires. En outre, l'utilisation de l'ammoniac comme un système de stockage solaire thermique présente des avantages distincts :

- Les réactions secondaires indésirables ne sont pas possibles, ce qui rend les réacteurs solaires très faciles à contrôler.
- La réaction endothermique a lieu à des températures bien adaptées aux concentrateurs solaires.
- La séparation automatique de phase de l'ammoniac et de l'hydrogène / azote est effectué et l'utilisation d'un réservoir de stockage commun est possible.

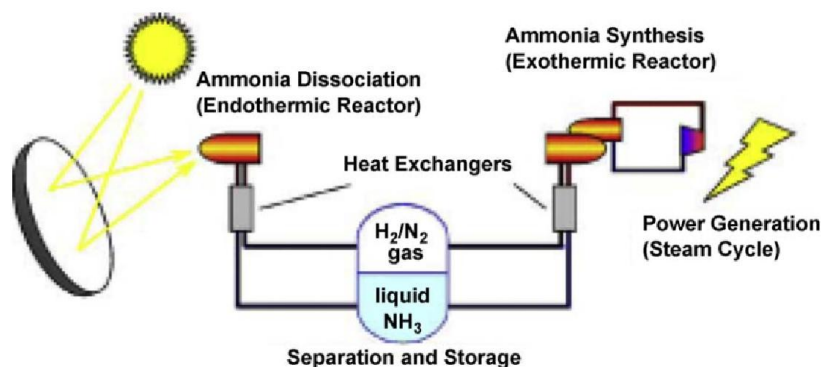


Figure I-13 Schéma simplifié de fonctionnement du système de stockage d'ammoniac (Gil.A 2010)

I.6.4 Avantages et inconvénients du stockage thermochimique

Le stockage thermochimique est considéré comme avantageux par rapport aux autres types de stockage de chaleur car les produits chimiques résultant d'une réaction de dissociation peuvent être stockés indéfiniment à la température ambiante et avec une densité d'énergie très élevée, ce qui réduit les pertes thermiques. De plus, le processus exothermique se produit à température constante si la chaleur est évacuée à une vitesse qui empêcherait l'auto-échauffement (Gil.A 2010). Mais malheureusement, ces systèmes souffrent des obstacles, notamment les limitations du transfert de chaleur, la stabilité pendant plusieurs cycles, la réversibilité et le coût. En outre, les systèmes thermochimiques peuvent subir des pertes dues au stockage des gaz et peuvent être limités par la cinétique de la réaction (Gil.A 2010).

I.7 Stockage de la chaleur sensible

La dernière technologie de stockage thermique est celle de la chaleur sensible qui peut stocker ou libérer de l'énergie dans des corps solides ou liquides. Ce stockage se fait en

fonction des exigences de la demande, soit un stockage à long terme ou un stockage à court terme. La chaleur augmente initialement la température du matériau, en modifiant l'énergie interne du matériau, l'énergie fournie est ensuite stockée sous forme de chaleur sensible. La quantité d'énergie thermique qui peut être stockée ou libérée par le matériau de stockage peut être estimée en utilisant l'équation (I.2) suivante :

$$E = \int_{T_{froid}}^{T_{chaud}} m C_p dT \quad (I.2)$$

Où, E est la quantité d'énergie stockée (J), m est la masse du matériau de stockage (kg), C_p est la chaleur spécifique du matériau de stockage ($J.kg^{-1}K^{-1}$) et dT est la variation de la température durant l'étape de charge (K).

Ce système de stockage de chaleur sensible est généralement plus simple, moins cher, fiable et largement utilisé (Pine.PI 2011). En, général le choix de Médium de stockage de la chaleur sensible se fait selon plusieurs critères :

- La capacité énergétique par unité de volume ou de poids ;
- L'intervalle de température sur lequel il fonctionne ;
- Non toxique et non corrosif ;
- La stratification temporaire de l'unité de stockage ;
- La puissance requise pour le stockage ou le déstockage de la chaleur ;
- Le contrôle des pertes thermiques ;
- Le coût.

Il est possible de stocker l'énergie thermique par la chaleur sensible dans des matériaux solides ou liquides.

I.7.1 Matériaux liquides

Une variété de fluides a été testée pour transporter la chaleur, y compris l'eau, l'air, l'huile et le sodium, avant que les sels fondus ne soient choisis comme meilleurs. Le tableau I-9 présente les principales caractéristiques des matériaux de stockage thermique liquide les plus courants trouvés dans la littérature.

Tableau I-9 Matériaux liquides les plus utilisés dans le stockage thermique [(Laing. D 2006) (Garg 1985) (Yuan.H 2013) (Dinçer.I 2011) (Kuravi. T.J 2013) (Cabeza.L.F 2015) (Medrano.M 2010) (CALVET.N 2010) (Pine.PI 2011) (Kalaiselvam.S 2014)]

Matériaux	Température (°C)	$\rho(kg/m^3)$	C_p (kJ/kg K)	K (W/m.K) (à 20°C)
Eau	0–100	1000	4.19	0.58
Caloria HT43	12–260	867	2.2	-
Ethanol	Plus de 78	790	2.4	0.171
Proponal	Plus de 97	800	2.5	0.161
Butanol	Plus de 118	809	2.4	0.167
Isobutanol	Plus de 100	808	3	0.133
Isopentanol	Plus de 148	831	2.2	0.141
Octane	Plus de 126	704	2.4	0.134
Huile moteur	Plus de 160	888	1.88	-

Sel solaire HITEC	120-133	-	-	-
Huile minérale	200-300	770	2.6	0.12
Huile synthétique	250-350	900	2.3	0.11
Huile de silicone	300-400	900	2.1	0.10
Sels de nitrite	250-450	1825	1.5	0.57
Sels de nitrate	265-565	1870	1.6	0.52
Sels de carbonate	450-850	2100	1.8	2.0
Sodium liquide	270-530	850	1.3	71.0
Sel liquide de lithium	180-1300	510	4.19	38.1
Dowtherm A	15-400	867	2.2	0.1171 (à 155°C)
Therminol 66	0-345	750	2.1	-

L'eau, par exemple, peut être identifiée comme étant le fluide le plus appropriée pour des températures inférieures à 100°C (Garg 1985). Les avantages et les inconvénients d'un tel système de stockage d'eau sont résumés comme suit :

Avantages

- L'eau est abondante et peu coûteuse ;
- Facile à manipuler, non toxique et non combustible ;
- La densité et la chaleur spécifique sont élevées ;
- Propriétés de transport sont excellentes ;
- La conductivité et la viscosité sont faible ;
- Possibilité d'être utilisé à la fois comme un support de stockage et un moyen de transfert de chaleur (éliminant ainsi les échangeurs de chaleur) ;
- La charge et la décharge d'énergie peuvent se produire simultanément ;
- Le contrôle d'un système d'eau est facile.

Inconvénients

- La gamme de fonctionnement en termes de température est limitée, L'eau pourrait geler au-dessous de 0 °C ou s'évapore au-dessus de 100 °C ;
- La pression de vapeur est élevée à haute température (causant des problèmes de contamination) ;
- Matériau corrosif ;
- Difficile à stratifier.

I.7.2 Matériaux solides

Le béton et les céramiques moulables (castable ceramic) sont les plus étudiés (Laing. D 2007), surtout en raison de leur coût faible, de leur bonne conductivité thermique, de leurs facilités de manutention et de leurs stabilités structurelles. Il existe d'autres matériaux solides pour le stockage dans la littérature, le tableau I-10 présente leurs principales caractéristiques.

Tableau I-10 Matériaux solides les plus utilisés dans le stockage thermique (Laing, D 2007) (Laing, D 2006) (Garg 1985) (Yuan, H 2013) (Dinçer, I 2011) (Kuravi, T.J.S 2013) (CALVET, N 2010) (Pine, P.I 2011) (Kalaiselvam, S 2014) J. (Cabeza, L. F 2015) (Marc Medrano 2010)

Matériaux	Température (°C)	ρ (kg/m ³)	C_p (kJ/kg K)	k (W/m.K) (à 20°C)
Brique	20–70	1600	0.84	1.20
Béton	20–70	2240	1.13	0.9–1.3
Feuille de ciment	20–70	700	1.050	0.36
Gypsum plastering	-	1200	0.837	0.42
Granit	20–70	2650	0.900	2.90
Marbre	20–70	2500	0.880	2.00
Grès	20–70	2200	0.712	1.83
Feuille d'argile	-	1900	0.837	0.85
Asphalt sheet	-	2300	1.700	1.20
Brames d'acier	20–70	7800	0.502	50
plaque en liège	-	160	1.888	0.04
Rubber board	-	1600	0.200	0.30
PVC board	-	1379	1.004	0.16
Asbestos sheet	-	2500	1.050	0.16
Formaldehyde board	-	30	1.674	0.03
Thermalite board	-	753	0.837	0.19
Fiber board	-	300	1	0.06
Béton cellulaire (Siporex)	-	550	1.004	0.12
Plaque de polyuréthane (isolant)	-	30	0.837	0.03
Light plaster	-	600	1	0.16
Dense plaster	-	1300	1	0.50
Aluminium	Plus de 160	2707	0.896	204
oxyde d'Aluminium	Plus de 160	3900	0.84	30
Sulfate d'Aluminium	Plus de 160	2710	0.75	-
Fonte (Cast iron)	Plus de 160	7900	0.837	29.3
Fer pur	Plus de 160	7897	0.452	73
Chlorure de calcium	Plus de 160	2510	0.67	-
Cuivre	Plus de 160	8954	0.383	385
Pierre, granit	Plus de 160	2640	0.82	1.7–3.98
Pierre, grès	Plus de 160	2200	0.71	1.83
Sand-rock-mineral oil	200-300	1700	1.30	1
Béton armé	200-400	2200	0.85	1.5
Nacl	200-500	2160	0.85	7
Acier moulé (Cast steel)	200-700	7800	0.60	40
Briques à feu de silice (Silica fire bricks)	200-700	1820	1	1.5
Briques de feu de magnésie (Magnesia fire bricks)	200-1200	3000	1.15	5
Alumine avec 1% nano-ZrO ₂		2149	0.906	0.627
Cofalit		3120	2.7	860

Les limitations des liquides comme les difficultés de la pression de vapeur élevée de l'eau peuvent être évitées en stockant l'énergie thermique dans des solides. Ces matériaux solides présentent les avantages suivants (Pine.PI 2011):

- Abondantes et peu coûteuses ;
- Faciles à manipuler, non toxiques et non combustibles ;
- Stockage peut se faire à haute température ;
- Echangeurs de chaleur peuvent être évités ;
- Pas de congélation ;
- Pas de problèmes de corrosion ;

A cet effet, et pour des raisons de sécurité et de stabilité, le stockage solide est favorisé par rapport au stockage liquide (MAHFOUDI.N 2016).

I.8 Stockage combiné de la chaleur sensible/chaleur latente

Un système de stockage thermique à deux composants combinant le stockage de la chaleur sensible et de la chaleur latente est une option prometteuse pour la production directe de vapeur. Ce système de stockage utilise un matériau à changement de phase pour l'évaporation en deux phases, tandis que le solide en béton est utilisé pour stocker de la chaleur sensible, c'est-à-dire pour le préchauffage de l'eau et la surchauffe de la vapeur. Avec une capacité de stockage totale de 1 MWh, ce module a été testé sous des conditions de vapeur réelle autour de 100 bars, il est composé d'un réservoir de chaleur latente contenant 140 kg de NaNO_3 placé verticalement et un réservoir de chaleur sensible en béton.

Après 172 cycles de travail dans des températures de fusion de 306 °C, le module de stockage n'a subi aucune dégradation (figure I-14).

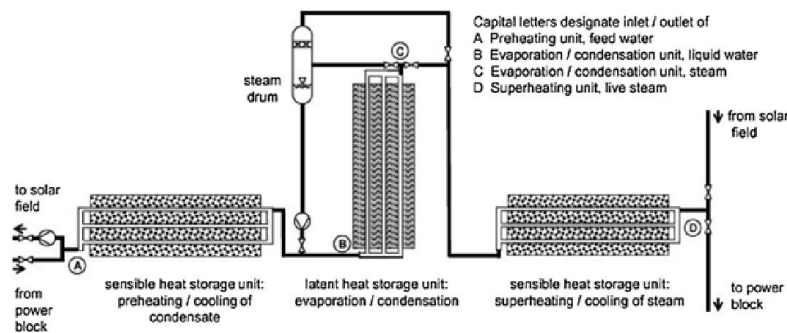


Figure I-14 Vue générale d'un système de stockage d'énergie thermique en trois parties combinant des réservoirs de chaleur sensibles et latentes (Laing. D 2010)

Le système de stockage combiné de la chaleur sensible et de la chaleur latente permet d'augmenter la capacité de stockage et réduire le coût si on le compare avec un système de stockage avec seulement du PCM comme support de stockage.

I.9 Comparaison des différents types de stockage d'énergie thermique

En raison du faible degré de maturité technologique et le coût élevé, le stockage thermochimique ne peut être choisi actuellement comme solution de stockage de l'énergie solaire.

Pour le stockage de chaleur latente, en plus de son coût élevé d'investissement, il présente aussi le problème de cristallisation et de corrosion ainsi que la faible conductivité

thermique de ces matériaux de stockage qui implique des phases lentes de charge et de décharge, en particulier pour les MCP organiques. Il présente également un risque de perte de stabilité (Kuznik.F 2011).

Par contre, le stockage de chaleur sensible est le moins cher de toutes les autres technologies de stockage thermique et la conception de son système est plus simple. Ce type de stockage peut couvrir une plage de température assez étendue. Grace à sa maturité, la technique est bien implantée dans plusieurs centrales solaires. On peut citer par exemple : Andasol 1 & 2 (2008), Extrasol 1 & 2 (2010), Alvarado I (2009), Archimede (2010).

En revanche, la conception d'un système de stockage de chaleur sensible requiert des volumes et des masses importantes pour des quantités importantes d'énergie, il est donc souhaitable de minimiser autant que possible le cout et l'espace dudit système de stockage.

Chapitre II Systèmes de stockage de la chaleur sensible

La chaleur sensible absorbée ou libérée par un matériau est effectuée par un changement de température, les propriétés calorifiques du matériau de stockage permettent l'évolution de sa température sans changement d'état. Le matériau est caractérisé par sa capacité calorifique, notée C_p et exprimée en $J/(kg.K)$, qui traduit sa capacité à emmagasiner de la chaleur (J) par unité de masse (kg) et de température (K). La quantité d'énergie stockée dépend de la chaleur spécifique du corps, de l'écart de température qu'il subit et de la quantité de matière. L'énergie stockée E est donnée par la relation (II.1) :

$$E_{\text{sensible}} = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (\text{II.1})$$

Les systèmes de stockage thermiques pour les centrales solaires à concentration sont classés en deux catégories : systèmes actifs et systèmes passifs (figure II-1).

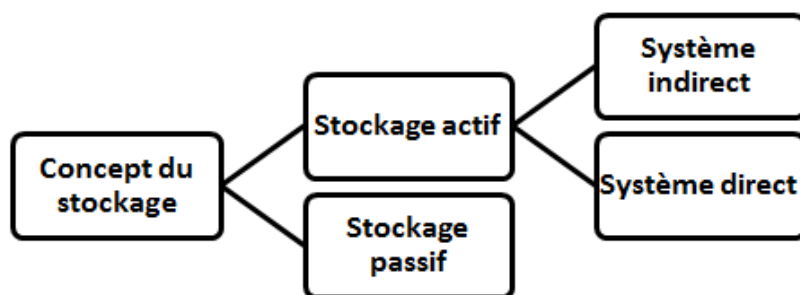


Figure II-1 Catégorie de stockage d'énergie thermique dans les CSP

II.1 Systèmes de stockage actifs

Dans les systèmes de stockage actifs, le fluide de stockage circule dans la centrale solaire selon deux sous-systèmes :

- *Stockage actif direct* : le matériau de stockage est aussi un fluide caloporteur, il circule dans un échangeur de chaleur (échangeur de chaleur peut être un récepteur solaire ou générateur de vapeur) et dans les éléments constituant le stockage thermique.
- *Stockage actif indirect* : un système qui utilise un matériau différent du fluide caloporteur pour stocker l'énergie et l'échangeur thermique qui assure le transfert d'énergie entre le fluide caloporteur et le matériau de stockage.

II.1.1 Systèmes de stockage actif indirect

Il existe différentes technologies permettant de mettre en œuvre un système de stockage indirect par chaleur sensible. On peut citer par exemple :

1. Stockage de sel fondu dans deux Réservoir
2. Stockage thermocline sur lit de roche (régénérateur)
3. Stockage dans le sable

En général, dans les systèmes de stockage indirect, une chute de pression du HTF survienne pendant le processus de charge et de décharge, la chute de pression entraîne une augmentation du travail à effectuer par la pompe, ceci conduit à la diminution de l'efficacité du système de stockage. En outre, il y'a des pertes d'énergie et des chutes de

température dans l'échangeur de chaleur lors du transfert de la chaleur du HTF vers le support de stockage et vice versa.

II.1.1.1 Stockage de sel fondu dans deux Réservoir

Un réservoir chaud permet de stocker le fluide chauffé à l'échangeur de chaleur pour alimenter en période de non-ensoleillement le générateur de vapeur. En sortie de ce dernier, le fluide refroidi est dirigé vers un deuxième réservoir de stockage avant de retourner à nouveau vers l'échangeur de chaleur (figure II-2), le mélange de sel fondu à base de sels de nitrate est composé de 60% de nitrate de sodium (NaNO_3) et de 40% de nitrate de potassium (KNO_3) (Medrano.M 2010). La technologie de stockage de sel fondu est disponible dans le commerce, et c'est la technique de stockage la plus mature à ce jour. Ce type de stockage est utilisé industriellement dans plusieurs centrales solaires thermodynamiques. On peut citer par exemple les systèmes récemment construite Andasol 1 & 2 & 3 (2008). Les figures II-2 et II-3 montrent une vue aérienne et un schéma de l'usine Andasol I située en Andalousie, en Espagne. Le système de stockage indirect d'Andasol comprend deux réservoirs : un réservoir de sels chauds et un réservoir de sels froids, remplis avec un total de 28 500 tonnes de sel fondu, permet un fonctionnement en charge maximale jusqu'à 7,5 h après le coucher du soleil. En été, il est possible de faire fonctionner la centrale presque 24 heures par jour (Sattler.J s.d.).



Figure II-2 Vue aérienne d'Andasol I (Sattler.J s.d.)



Figure II-3 Stockage de sel fondu dans deux réservoir en Andasol I (Sattler.J s.d.)

Le principe de fonctionnement du système de stockage d'Andasol I est illustré dans la figure II-4. Pendant la journée, l'huile synthétique chaude provenant des collecteurs est non seulement passée à travers la chaudière et par un échangeur de chaleur pour passer la chaleur au réservoir de stockage (séparé). Pendant la période de charge, le sel du réservoir de sels froids est pompé à travers l'échangeur de chaleur, ainsi le sel est chauffé à environ 386 °C et est pompé ensuite dans le réservoir à sels chauds. Pendant la nuit ou dans les périodes de faible rayonnement solaire, le sens de l'écoulement est inversé et le sel est pompé du réservoir de sels chauds à travers l'échangeur de chaleur dans le réservoir de sels

froids. Dans l'échangeur de chaleur, le sel passe la chaleur à l'huile synthétique qui alimente la chaudière pour produire de la vapeur. Dans la centrale, il existe un système de commande qui garde la température des sels en dessus de 292 °C. Il utilise un moyen de chauffage électrique pour empêcher la solidification du sel sachant que la température de solidification est à environ 220 °C (Sattler.J s.d.).

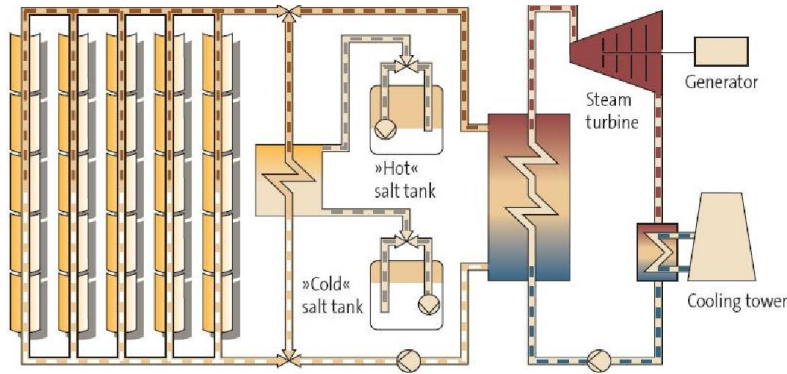


Figure II-4 Schéma de fonctionnement d'Andasol I (Sattler.J.S.d.)

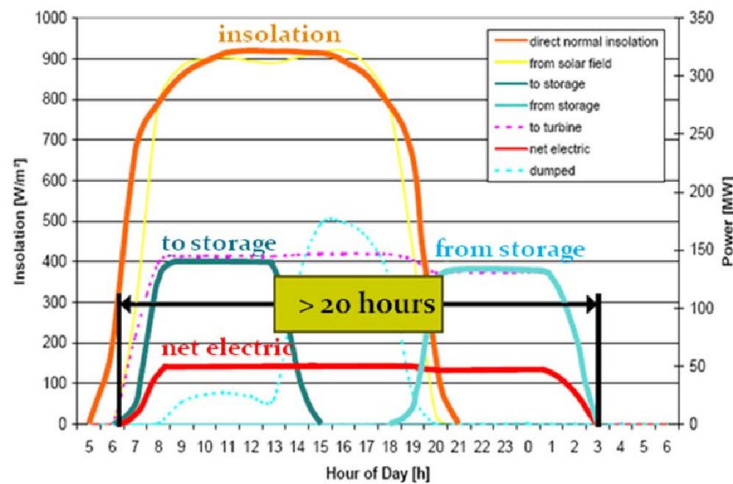


Figure II-5 Ensoleillement direct et courbes de puissances pour la centrale Andasol I (Medrano.M 2010)

La courbe d'ensoleillement direct d'une journée d'été et des courbes de puissances qui caractérise les cycles de travail de la centrale Andasol est présentée par la figure II-5. La puissance obtenue par le champ solaire permet d'alimenter au début de la journée la turbine et le système de stockage, à 15h par exemple, le réservoir de stockage est entièrement rempli, d'où la puissance obtenue est utilisée uniquement pour faire tourner la turbine. A 18h et avec la diminution du rayonnement solaire, le système de stockage restitue la puissance stockée et il permet alors à la centrale d'avoir une production d'électricité continue jusqu'à 01h du matin et sans hybridation fossile.

Un système de stockage avec deux réservoirs présente également des avantages et des inconvénients :

Parmi les avantages :

- Le HTF froid et chaud sont stockés séparément.
- Le processus de stockage est à faible risque.

- L'augmentation de la température du HTF dans le collecteur peut réduire la taille du système de stockage thermique.
- Le matériau de stockage ne circule que dans les réservoirs chauds et froids et non dans la centrale, ce qui permet de diminuer le risque de solidification des sels.

Et parmi les inconvénients :

- Le coût d'investissement d'un système de stockage avec deux réservoirs est doublé par rapport à une solution de réservoir unique.
- L'utilisation de sels de nitrate comme matériau de stockage présente l'inconvénient d'avoir des points de congélation élevés (120 - 220 °C).
- Le prix des sels de nitrate peut fluctuer parce qu'il s'agit d'un produit de base soumis à des pressions de prix.

II.1.1.2 Stockage thermocline sur lit de roche (régénérateur)

Le stockage thermocline sur lit de roche utilise un seul réservoir rempli de matériau solide tel que les roches (figure II-6). Il a été conçu au début pour utiliser l'air en tant que fluide caloporteur (HTF), mais il est devenu également possible d'utiliser des fluides liquides. Lors du processus de stockage, un gradient thermique sépare la zone chaude de la zone froide. Pendant la charge et la décharge, la zone thermocline se déplace axialement et peut représenter jusqu'à un tiers de la hauteur du réservoir (le schéma de fonctionnement est représenté dans la figure II-6). Le réservoir est entièrement isolé avec des orifices d'alimentation sur la partie supérieure et inférieure. Des diffuseurs, aux deux extrémités, permettent de conserver la stratification existante dans le réservoir et évitent ainsi les mélanges. En période de charge, le fluide chaud est introduit dans la partie supérieure du réservoir, s'écoule vers le bas à travers le lit de roche et le fluide froid s'évacue à travers le diffuseur de la partie inférieure. Durant cette étape, le fluide chaud permet d'élever la température des matériaux de stockage. Durant le déstockage du système, le sens de circulation du fluide est inversé et le fluide froid entre par la partie inférieure. Ce fluide est chauffé au fur et à mesure de sa circulation à travers les particules solides. Durant ces phases de charge et de décharge, la zone thermocline va se déplacer jusqu'à sortir du réservoir (Hoffmann 2015).

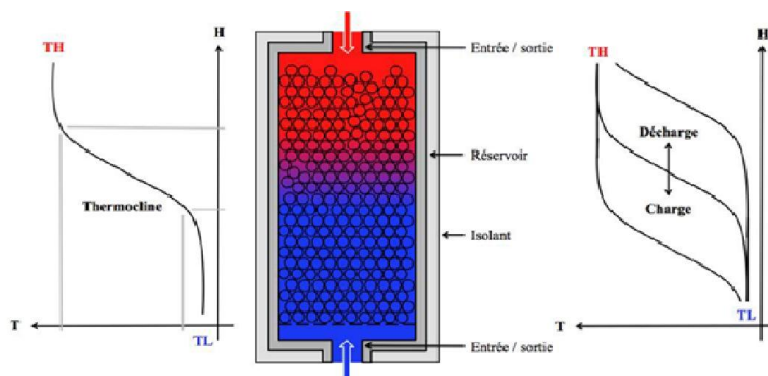


Figure II-6 Principe de fonctionnement du stockage thermocline sur lit de roche (Hoffmann 2015)

La figure II-7 présente une courbe de variation de température en fonction de la hauteur du lit de roche. Elle contient cinq courbes qui couvrent une gamme de pourcentage de charges variant entre 0% (complètement déchargé) et 100% (complètement chargé).

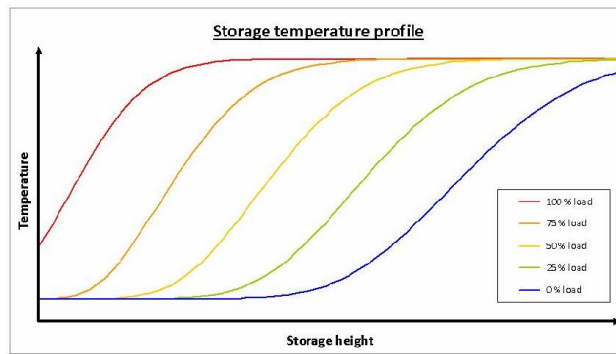


Figure II-7 Profil de température d'un système de stockage d'énergie thermique à lit de roche pour différents pourcentages de charge (Sattler.J.S.d.)

Complètement déchargé (Ligne bleue) : La température ambiante dominante à ce stade occupe jusqu'à 1/3 de la hauteur du système de stockage, elle commence après à s'élever le long de la hauteur du lit. Au sommet, les températures sont proches, mais toujours inférieures à la température maximale du matériau et n'atteint pas la température maximale de l'air.

Complètement chargé (Ligne rouge) : Dans le processus de charge, l'air chaud traverse le lit de roche du haut vers le bas et le temps nécessaire pour la charge complète dépend de la conception du système de stockage. Au début du processus de charge, seuls les roches près du sommet qui sont chauffés et atteignent la température maximale, tandis que les niveaux inférieurs sont moins chauffés. Lorsque le matériau de la couche supérieure atteint la température maximale, l'air chaud transfère la chaleur à une couche inférieure. Au cours du temps, les couches inférieures seront également chauffées à la température maximale. On dit que le système de stockage est complètement chargé lorsque l'air chaud qui le traverse transfère si peu de chaleur au matériau à la sortie. Selon la courbe rouge du figure II-7, le système de stockage est complètement chargé lorsqu'environ 2/3 de la hauteur a atteint la température maximale.

Un système de stockage thermocline sur lit de roche a également des avantages et des inconvénients :

Les avantages :

- Diminution du coût en raison d'utilisation d'un seul réservoir de stockage, environ 35% moins cher que le système de stockage à deux réservoirs, en raison de la réduction du volume de stockage et réduction des matériaux.
- Faible coût des matériaux de remplissage (roches ou sable...).

Les inconvénients :

- Risque élevé de la solidification du fluide de stockage, en raison de son point de congélation relativement élevé.
- Difficulté de séparer le HTF chaud et froid.
- Maintien de la stratification thermique nécessite une procédure de charge et de décharge contrôlée et des méthodes et dispositifs appropriés pour éviter le mélange.
- Conception du système de stockage très complexe.

II.1.1.3 Stockage dans le sable

Le stockage dans le sable peut devenir particulièrement important lorsque les centrales solaires seront construites à proximité des régions désertiques. Ce système de stockage est considéré comme régénérateur et utilise également l'air comme HTF du cycle primaire dans une centrale solaire à tour.

Parmi ces avantages :

- Système de stockage peu coûteux ;
- Haute capacité de stockage ;
- Convient aux températures élevées ;
- Milieu de stockage écologique.

Lors du processus de charge, l'air chaud passe directement à travers un lit de sable placé verticalement (figure II-8). Les grains de sable sont ainsi chauffés à environ 800 °C et tombent dans un lit de stockage à chaud. Dans la phase de décharge, le sable est transporté du lit de stockage à chaud vers un refroidisseur à lit fluidisé, qui fonctionne de manière similaire à un système de combustion à lit fluidisé. Le sable chaud est fluidisé par le bas, les courants d'air sont soufflés dans le sable à partir du bas à grande vitesse provoquant un flottement des grains de sable. Le sable fluidisé entre en contact avec les conduites d'eau et transfère sa chaleur à l'eau. L'eau s'est évaporée alors au moment où elle a quitté le refroidisseur de lit fluidisé. La vapeur générée est injectée à la turbine à vapeur. Le sable refroidi sort du refroidisseur à lit fluidisé à une température d'environ 150 °C et revient soit à l'échangeur de chaleur air-sable, soit il est stocké dans le réservoir de stockage froid.

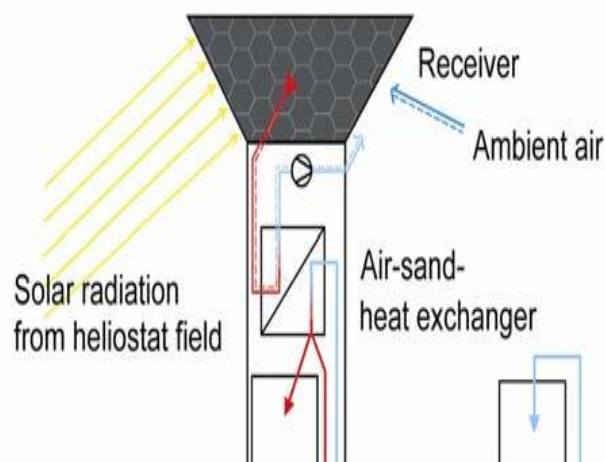


Figure II-8 Concept de stockage de sable dans une centrale solaire thermique (Warekar 2011)

Pour la mise en œuvre de ce concept, un échangeur de chaleur air-sable approprié est nécessaire. Les températures d'entrée de l'air et du sable sont respectivement de 800 et 200°C (figure II-9). Dans le banc d'essai, le sable est rempli dans un bac de stockage en haut de l'échangeur de chaleur. Les grains de sable de petites tailles, soient environ 1 mm, glissent verticalement à travers un passage rectangulaire à largeur étroite de l'échangeur de chaleur. Dans une direction transversale, l'air chaud pénètre dans l'échangeur de chaleur à travers une paroi poreuse, traverse le lit mobile de sable, transfère la chaleur et sort à une température beaucoup plus basse par une autre paroi poreuse. La distribution simulée de la température de l'air et du sable et du champ du vecteur d'écoulement d'air sont représentés dans la figure II-10. L'air chaud doit transférer autant que possible de la chaleur au sable et

sortir de l'échangeur de chaleur à environ 200 °C (couleur bleue). En outre, le sable doit sortir de l'échangeur de chaleur avec une température optimale proche de la température d'entrée de l'air chaud (couleur rouge). La distribution de la température dans le passage du sable montre la caractéristique typique d'écoulement transversal avec une isotherme presque diagonale.

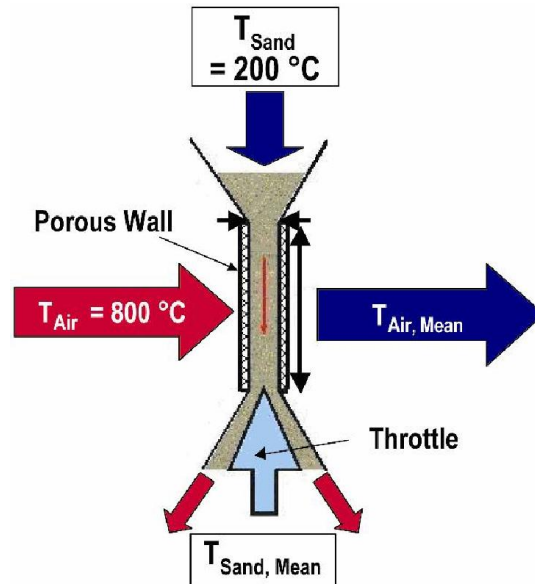


Figure II-9 Principe de fonctionnement de l'échangeur de chaleur air-sable (Warekar 2011)

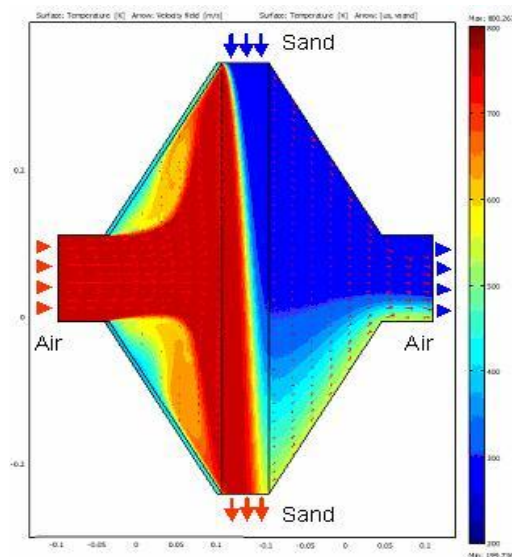


Figure II-10 Répartition thermique des températures de l'air et du sable dans l'échangeur de chaleur (Warekar 2011)

II.1.2 Systèmes de stockage direct

Comme il est défini avant, dans un système de stockage, le fluide circule en même temps dans la centrale solaire et dans le système de stockage thermique.

On présente, à titre d'exemple, trois concepts :

- Stockage direct de sel fondu dans deux réservoirs
- Stockage d'huile dans deux réservoirs
- Stockage de la vapeur d'eau

II.1.2.1 Stockage direct de sel fondu dans deux réservoirs CSP

Dans les systèmes de stockage direct, le HFT est utilisé directement comme un support de stockage. Il est stocké soit dans un réservoir simple ou double. Le système de stockage à deux réservoirs utilisant le sel fondu est le plus utilisé et le plus commercialisé. Par exemple la centrale solaire "Solar Two" composé d'un système de stockage direct à deux réservoirs, réservoir de sels chauds et réservoir de sels froids (figure II-11 et II-12).

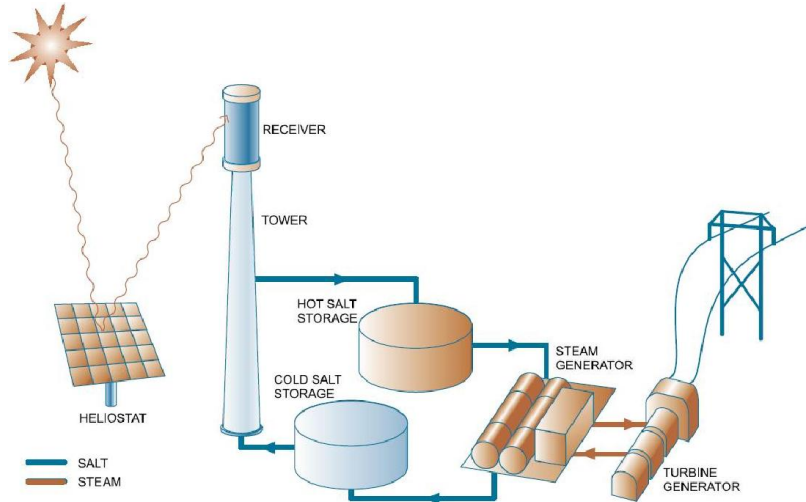


Figure II-11 Système de stockage direct de la tour solaire "Solar Two", Barstow, USA (Sattler.J.s.d.)



Figure II-12 Stockage direct à deux réservoirs de l'usine "Solar Two", Barstow, États-Unis (Sattler.J.s.d.).

Le matériau de stockage est un mélange de 60% de sel de nitrate de sodium (NaNO_3) et de 40% de nitrate de potassium (KNO_3), ce mélange a une capacité calorifique et une conductivité thermique élevées, le poids total des sels de nitrate dans le système est de 1500 tonnes. Le système se compose d'un réservoir à sels chauds et d'un réservoir à sels froids, dans le réservoir froid, la température du sel est toujours maintenue à 290 °C, cette condition est assurée à travers un système de chauffage électrique installé dans le réservoir pour des moments où la centrale solaire ne fonctionne pas. Lorsque la centrale est en marche, les sels sont pompés du réservoir de sels froids vers le récepteur, où le sel est chauffé à une température de 565 °C. A partir du récepteur, le sel est dirigé vers le réservoir de sels chauds, à ce stade, le sel à 565 °C passe dans le générateur de vapeur, en sortant du générateur de vapeur, le sel est renvoyé dans le réservoir de sels froids (figure II-13). La capacité du système de stockage d'environ 115 MWh_{th} permet 3 heures de

production nominale. L'efficacité de la charge et de la décharge de ce système de stockage est d'environ 97%.

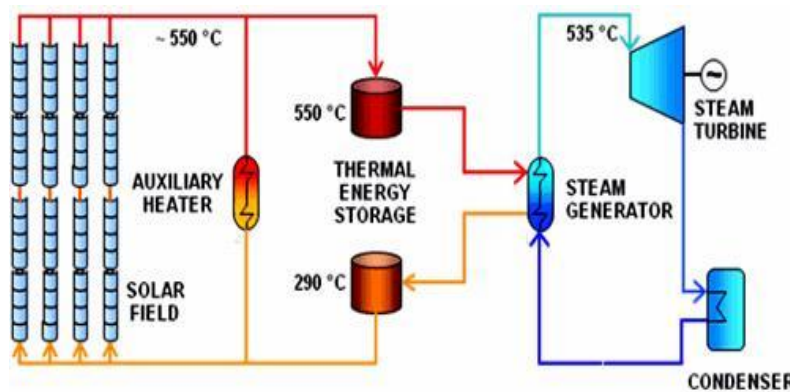


Figure II-13 Exemple d'une centrale utilisant du sel fondu comme HTF et un système de stockage direct de sels fondus (Sattler.J.s.d.)

Un système de stockage direct de sel fondu dans deux réservoirs présente aussi des avantages et des inconvénients :

Avantage :

- Fluide de transfert de chaleur (HTF) froid et chaud sont stockés séparément.
- Faible risque.
- Possibilité d'augmenter la température de sortie du champ solaire à 450/500 °C (dans les centrales cylindro-paraboliques), augmentant ainsi l'efficacité du cycle de Rankine de la turbine à vapeur du bloc d'alimentation d'environ 40%.
- Augmentation de la température du HTF dans le collecteur du champ solaire d'un facteur pouvant aller jusqu'à 2,5 ce qui réduit le volume du système de stockage thermique.

Inconvénients :

- Coût très élevé du matériel utilisé comme le HTF et le TES.
- Coût élevé des échangeurs de chaleur et de deux réservoirs en raison de la grande taille des réservoirs.
- Différence de température relativement faible entre le fluide chaud et le fluide froid dans le système de stockage.
- Température élevée des deux réservoirs entraîne une augmentation des pertes.
- Efficacité inférieure par rapport à deux réservoirs dans le système indirect.

II.1.2.2 Stockage d'huile dans deux réservoirs

La centrale électrique parabolique commerciale SEGS I située dans le désert de Mojave aux États-Unis, a été mise en service en 1985 et produit une puissance électrique de pointe de 13,8 MWe. L'usine est encore en exploitation, à l'exception de son stockage d'énergie thermique (Medrano.M 2010). L'usine a été conçue à l'origine avec un système de stockage d'huile à deux réservoirs constitué d'un réservoir d'huile chaude et d'un réservoir d'huile froide. La figure II-14 montre le principe de fonctionnement de la centrale.

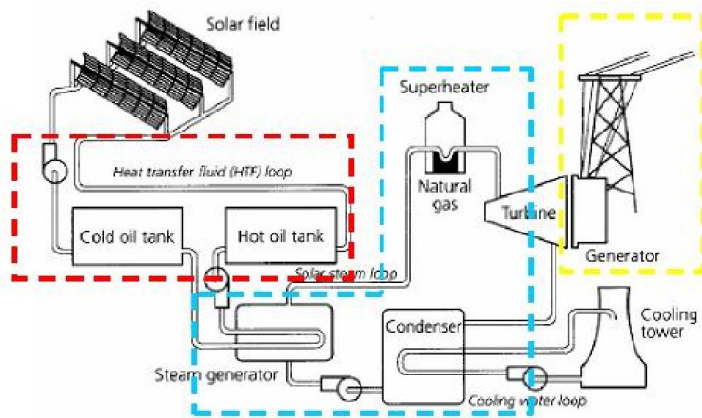


Figure II-14 Schéma de fonctionnement de la centrale SEGS I (Sattler.J s.d.)

Le réservoir de stockage de froid avait un volume de 4223 m³ avec un diamètre de 21 m et une hauteur de 12,2 m. Le réservoir de stockage chaud de 4640 m³ est conçu légèrement plus grand que le réservoir froid pour compenser l'expansion du HTF après son échauffement. Environ 3,4 millions de litres de HTF sont utilisés pour le stockage (Sattler.J s.d.). Le HTF à base de pétrole fonctionne avec une température maximale de 307 °C et une température minimale de 240 °C. Le cycle primaire est situé dans la zone pointillée en rouge (figure II-14). Le HTF froid de 240 °C est pompé vers le champ de collecteur parabolique, où il est chauffé à 307 °C, puis passe dans le réservoir d'huile chaude. De là, le HTF est pompé vers le générateur de vapeur. Après avoir traversé le générateur de vapeur, le HTF de nouveau à la température 240 °C, est pompé vers le réservoir d'huile froide. Le cycle secondaire, représenté dans la zone pointillée en bleu, est le cycle de turbine à vapeur et de générateur dédié à la production d'électricité. Le système de stockage avait une capacité de stockage de 115 MW_{th} (figure II-15), l'équivalent à 2 heures de fonctionnement (Medrano.M 2010). Au total, 9 usines SEGS (SEGS I - IX) ont été construites et ont fonctionné de 1985 jusqu'à ce jour.



Figure II-15 Photos de SEGS I (Sattler.J.s.d.)

II.1.2.3 Stockage de la vapeur d'eau

L'utilisation directe du fluide caloporteur comme matériau de stockage peut prendre plusieurs formes en fonction de la technologie utilisée ou de la nature de ce fluide. Dans le cas où l'eau est le fluide caloporteur, le système le plus connu est celui d'un réservoir en acier qui stocke directement de la vapeur d'eau à haute pression. Ce système de stockage est considéré comme le plus simple, mais présente quelques limitations de sécurité à cause du stockage de la vapeur à haute pression et limitations concernant la densité énergétique. En outre, ce type de stockage est utilisé pour assurer la production d'électricité pour une courte durée. Par exemple, la centrale solaire à tour PS10 (figure II-16 et I-17) a une

capacité de stockage de 20 MWh, l'équivalent de 50 minutes de fonctionnement de la turbine à 50% de la puissance nominale.

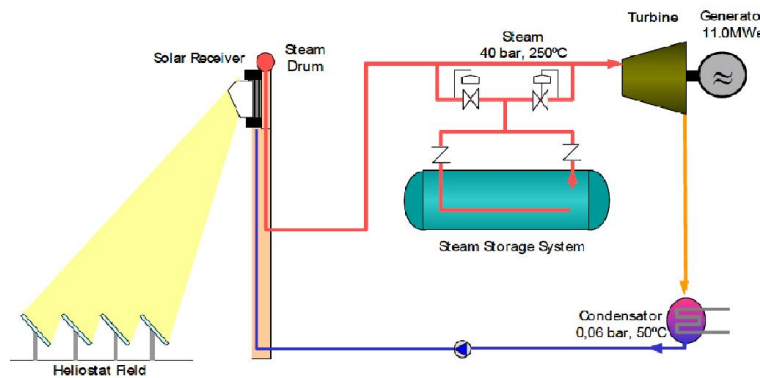


Figure II-16 Schéma de principe de fonctionnement de la centrale solaire PS10 (Lomonaco.A 2015)



Figure II-17 Quatre cuves de stockage de vapeur de PS10 (Lomonaco.A 2015)

Un système de stockage direct de la vapeur d'eau présente également des avantages et des inconvénients :

Les avantages :

- Technologie sans échangeurs de chaleur puisqu'elle produit directement de la vapeur d'eau.
- Conception générale de l'installation est plus simple.
- Coût d'investissement et d'exploitation est faible.
- Fonctionnement des capteurs solaires à des températures élevées, ce qui augmente l'efficacité du cycle de puissance.

Les inconvénients :

- Coût élevé d'installation des tuyaux pour utilisation à des pressions très élevées.
- Nécessité de systèmes de chauffage auxiliaires de protection pour le démarrage, l'entretien et la récupération des conditions de congélation.
- Instabilité du flux diphasique à l'intérieur du récepteur en tubes (procédures de remplissage et de vidange).
- Difficile de contrôler le capteur solaire sous des rayonnements solaires transitoires.

II.2 Stockage passif : Stockage dans le béton

Les systèmes de stockage passifs sont des systèmes où le medium de stockage est solide, il reçoit ou cède de l'énergie thermique via un échangeur de chaleur. L'énergie thermique

ainsi stockée est définie par la capacité calorifique du corps solide et la différence de température entre les états de charge et de décharge. Le stockage en béton, par exemple, est un concept régénératif qui utilise cette technologie. Le fluide chaud et froid circule dans un échangeur de chaleur composé des tubes intégrés dans le béton (figure II-18).

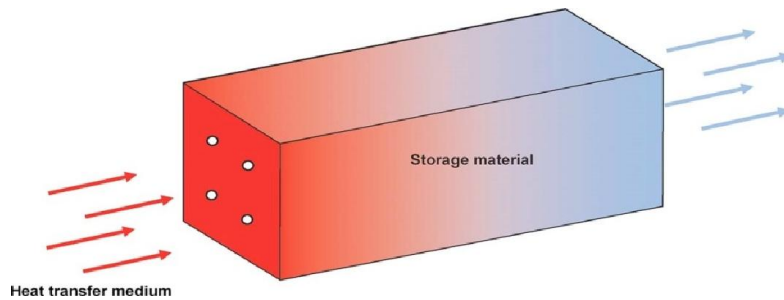


Figure II-18 Principe du stockage thermique dans le béton : mode de charge

Entre 2001 et 2003, un prototype de 350 kWh a été réalisé à la plateforme solaire d'Almeria dans le cadre du projet allemand WESPE (projet de construction d'un système de stockage de la chaleur sensible). Le centre aérospatial allemand (DLR) a testé un système de stockage composé d'un solide en béton de 20 m³ de volume, 8.6 m de longueur et (1,7×1,30) m² respectivement de hauteur/diamètre. Ce système est composé aussi de 132 tubes, chaque tube est de longueur 9 m et de 18 mm de diamètre, est parcouru par l'huile synthétique chauffée électriquement (figure II-19). En mode de charge, le fluide caloporteur chaud réchauffe le béton de stockage et en mode de décharge, le fluide de transfert de chaleur froid circule dans le béton dans le sens inverse. On dit que le système est complètement chargé lorsque la température du fluide caloporteur sortant du système de stockage en béton dépasse la température d'entrée maximale pour le collecteur. L'état final de décharge est défini par la température d'entrée minimale acceptable par la turbine (T. B. Doerte Laing 2010).

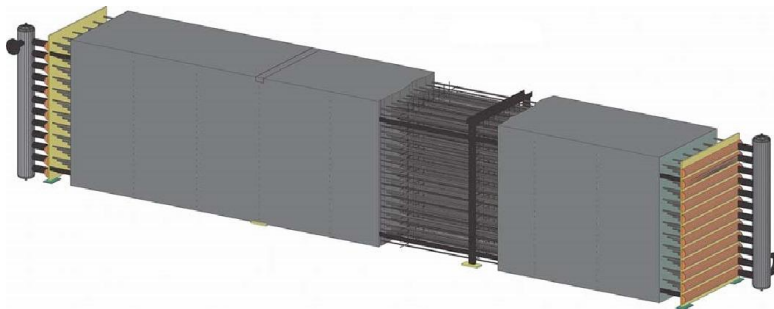


Figure II-19 Module de stockage avec faisceau de tube visible (Laing, D 2009)

Un programme précis a été adopté afin d'éliminer l'eau résiduelle contenue dans le béton lors de la première utilisation. Après un grand nombre de tests de matériaux tels que le cycle thermique et les essais de résistance avec divers types de ciments et agrégats (figure II-20) pour une durée de cinq mois, le concept final (figure II-21) a démontré sa fiabilité pour des températures variant entre 300 °C et 400 °C. Un système de stockage passif dans le béton est beaucoup plus avantageux par rapport aux autres types de système de stockage vu qu'il est :

- Très faible coût de TES ;
- Grand transfert de chaleur dans le milieu solide (en raison du bon contact entre le béton et le tube) ;

- Facilité de manipulation du matériel ;
- Faible dégradation du transfert de chaleur entre l'échangeur de chaleur et le matériau de stockage.



Figure II-20 Essais de béton : sondes de cycle thermique "à gauche" et test de résistance à la traction "droite" (Laing, D 2009)



Figure II-21 Module final de test (sans isolation thermique) (Laing, D 2009)

II.3 Modélisation et simulation

II.3.1 Model économique pour l'analyse de projets d'investissement des CSP

Pour déterminer si un projet d'investissement est rentable ou non, il faut en principe déterminer les coûts et les revenus actualisés que génère cet investissement dans une période définie. Généralement, il existe plusieurs méthodes d'évaluation des investissements basées sur :

- Le montant d'investissement ;
- La valeur des "cash flows" futurs qui représente les revenus engendrés par un investissement à la clôture d'une période ;
- Le taux d'actualisation (r) défini comme étant le taux qui permet de convertir les "flux financier "futurs au flux présent, le taux d'actualisation est exprimé en pourcentage.

Parmi les méthodes pratiques d'évaluation des projets, on trouve le payback, le payback actualisé, le taux de rentabilité interne et la valeur actuelle nette. Pour analyser ces méthodes, on considère par la suite, un projet nécessitant un investissement (I) pendant l'année actuelle ($t=0$) et rapportant au cours des années allant de 1 à T un "cash-flow" (C_t) correspondant à chaque année t .

II.3.1.1 Payback

Le payback ou délai de récupération des capitaux investi est une méthode qui mesure et détermine le temps nécessaire (année ou mois) pour récupérer le montant initial d'un investissement, ce dernier est comparé aux cashs flows cumulés. Il est égal à l'année n pour laquelle la somme des cashs flows attendus est supérieure à l'investissement initial :

$$\sum_{t=1}^n C_t \geq I \quad (\text{II.2})$$

Le critère de décision recommande de choisir le projet présentant le payback le plus faible, ce qui revient à considérer que l'essentiel est de récupérer sa mise de départ au plus vite. Le temps de récupération est souvent utilisé pour évaluer le rapport coût-efficacité (Poppia.S 2018). Cette mesure présente cependant de nombreux inconvénients, tout d'abord, il n'est pas possible de déterminer parmi plusieurs projets celui qui est le plus intéressant. Ensuite, la méthode ne tient pas compte des cash flows arrivant après la date du payback et enfin l'influence du temps sur les cash flows n'est pas prise en compte. Cette méthode est appliquée aux investissements effectués dans les entreprises des technologies de pointe où les investissements risquent d'être rapidement obsolètes, ou les entreprises qui adopte la politique de "tout investissement dont la durée de récupération du capital investi est supérieure à 3 ans est rejeté définitivement".

II.3.1.2 Payback actualisé

Le payback actualisé ou délai de récupération des capitaux investi actualisé correspond également au nombre d'années nécessaire pour que le projet rembourse l'investissement initial mais en utilisant les cash flows actualisés. Il est égal à l'année n pour laquelle la somme actualisée des cash flows attendus est supérieure à l'investissement initial. La mesure du payback actualisé répond à l'un des problèmes du payback. Cependant, les autres critiques restent valides.

$$\sum_{t=1}^n \frac{C_t}{(1+r)^t} \geq I \quad (\text{II.3})$$

II.3.1.3 Taux de rentabilité interne

Le taux de rentabilité interne (TRI) est aussi un outil d'évaluation et de classification des projets, il est défini comme étant le taux de rendement de l'investissement initial. Il annule la valeur actuelle nette et vérifie l'équation suivante :

$$-I + \sum_{t=1}^T \frac{C_t}{(1+TRI)^t} = 0 \quad (\text{II.4})$$

D'une manière générale, le critère de décision qui se fonde sur le TRI recommande l'investissement dans un projet dont la valeur de $TRI > r$. Ce critère indique qu'un projet est intéressant si sa rentabilité est supérieure au taux de son financement. Si le TRI est égal au taux d'actualisation, le projet est neutre. Par contre, si le TRI est inférieur, la réalisation du projet entraînera la chute de la rentabilité globale de l'investissement. Le critère du TRI compte certains inconvénients puisqu'il ne tient pas compte des montants générés lors d'un investissement. Un projet dont l'investissement initial est de 1 € par exemple et qui rapporterait 1,5 € dans un an (le $TRI = 50\%$) serait considéré comme meilleur qu'un projet dont l'investissement serait de 1.000.000 € et rapporterait 1.250.000 € dans un an (le $TRI = 25\%$). En effet, si on ne tient pas compte de l'actualisation, dans le premier cas il gagne 0,5 € et dans l'autre 250.000 €.

II.3.1.4 Valeur actuelle nette

La valeur actuelle nette (Net Present Value, NPV) est un indicateur financier utilisé pour apprécier la rentabilité d'un investissement, elle représente la somme des cash-flows ou flux de trésorerie actualisés. Elle est calculée à la date de réalisation de l'investissement en faisant la différence entre la valeur actuelle de tous les flux d'entrée et la valeur actuelle de tous les flux de sortie, elle est exprimée par l'équation :

$$VAN = I + \sum_{t=1}^n \frac{C_t}{(1+r)^t} \quad (\text{II.5})$$

Ce critère de décision recommande de réaliser le projet si la valeur actuelle nette (VAN) est plus grande ou égale à zéro. Elle permet aussi de déterminer la valeur générée par le projet en temps réel en utilisant le taux d'actualisation correspondant aux taux de rentabilité souhaité par l'entreprise. L'un des avantages principaux de la VAN réside dans le fait que le résultat obtenu est exprimé en Euro (€), c'est donc possible de chiffrer ce que le projet rapportera et décider ensuite s'il faut ou non l'entreprendre. Le critère de la VAN permet aussi de choisir entre différents projets, celui dont la VAN est la plus grande est le plus intéressant car c'est celui qui augmente de plus la valeur des revenus de l'entreprise. De plus, si la VAN de deux projets est identique, cela indique que les deux projets sont intéressants (ce qui n'est pas le cas avec le payback).

II.3.2 Méthode de capacité thermique globale

Considérons un système solide fermé au repos de température T_s , homogène et indéformable (pas de travail mécanique), occupant un volume (V) limité par une surface (S) (figure II-22). Ce système évolue au cours du temps sous l'effet de la chaleur avec un fluide de température T_f , deux cas se présentent :

- **Corps épais** : la résistance thermique convective est négligeable si le coefficient de transfert de chaleur h est très grand et la température est fonction de l'espace et du temps. Le nombre de Biot qui représente le rapport entre la résistance thermique interne d'un corps (conduction) et sa résistance thermique de surface (convection et rayonnement), dans la direction de propagation de la chaleur, est supérieur à 0.1.

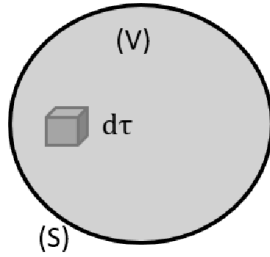
On le note Bi et s'exprime :

$$Bi = \frac{hL_c}{K} > 0.1 \quad (\text{II.6})$$

Avec $L_c = \frac{V}{S}$ la longueur caractéristique d'un corps, (V) est le volume du corps, (S) est la surface d'échange thermique et K est la conductivité thermique du corps solide.

- **Corps minces** : Le système est en équilibre thermodynamique. La température est fonction seulement du temps, puisque le transfert de chaleur est effectué vers un milieu à température uniforme, ce qui est a priori contradictoire car il est nécessaire qu'il y ait un gradient thermique pour qu'il se produise un transfert de chaleur. Cette approximation du milieu à température uniforme peut néanmoins être justifiée dans certains cas, soit par exemple un corps solide, de conductivité élevée et de faibles dimensions, soumis à des transferts superficiels modérés, c'est-à-dire

lorsque la résistance interne est négligeable devant la résistance externe, soit $B_i < 0.1$.



Volume du système : $V = \iiint d\tau$

Masse contenu dans $d\tau$: $dm = \rho d\tau$

Avec ρ masse volumique du corps

Masse du système : $m = \iiint \rho d\tau$

Figure II-22 Paramètres du système solide

Si la conductivité thermique du solide est très élevée, la résistance à la conduction dans le solide sera faible comparée à la résistance au transfert de chaleur entre le solide et le fluide et les gradients de température à l'intérieur du solide seront négligeables, c'est-à-dire que la température du solide est spatialement uniforme à tout instant. Nous ne pouvons plus considérer le problème dans le cadre de l'équation de la chaleur, puisque l'équation de la chaleur est une équation différentielle qui régit la distribution spatiale de la température dans le solide. Mais on détermine la variation de température transitoire en utilisant une approche simple appelé "méthode de capacité thermique globale" tout en formulant un bilan énergétique global sur le solide entier (BERGMAN.T.L 2011).

Par définition, la variation d'énergie interne dU d'un système entre les instants t et $t+dt$ s'exprime par :

$$dU = \delta Q_{ext} \quad (II.7)$$

Avec :

δQ_{ext} : quantité de chaleur échangé par le système avec l'extérieur à travers la surface (S) pendant l'intervalle dt .

$$\frac{dU}{dt} = \frac{\delta Q_{ext}}{dt} \quad (II.8)$$

$$dU = cdT \quad (II.9)$$

Avec c : la chaleur spécifique en (J/K.Kg) du matériau.

La variation d'énergie interne pour la masse dm contenu dans le volume élémentaire $d\tau$ (considéré à l'équilibre thermodynamique, donc de température uniforme) est :

$$dm \cdot dU = \rho d\tau \cdot dU = \rho d\tau c dT = \rho d\tau c \frac{\partial T}{\partial t} dt \quad (II.10)$$

En intégrant sur l'ensemble du volume, on obtient la variation d'énergie interne pour la masse m contenue dans (V) pendant l'intervalle de temps dt :

$$dU = dt \iiint \rho c \frac{\partial T}{\partial t} d\tau \quad (II.11)$$

$$\text{Soit, par unité de temps : } \frac{dU}{dt} = \iiint \rho c \frac{\partial T}{\partial t} d\tau \quad (II.12)$$

Dans notre problème, il n'y a pas de production interne de la chaleur, d'où :

$$m.c \frac{dT}{dt} = \delta Q_{ext} \quad (\text{II.13})$$

Le flux de chaleur échangé à travers la frontière est ici un flux convectif $\dot{q}_{cov}$, exprimé par la loi de Newton, la densité de flux de chaleur s'écrit :

$$\delta Q_{ext} = \dot{q}_{cov} = -hS(T_s(t) - T_f) \quad (\text{II.14})$$

Avec T_s la température du solide et T_f est la température du fluide

L'équation (1) s'écrit alors :

$$m \frac{dT}{dt} = -hS(T_s(t) - T_f) \quad (\text{II.15.a})$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{-hS}{mc}(T_s(t) - T_f) \quad (\text{II.15.b})$$

$$\frac{d(T_s(t) - T_f)}{dt} = -hS(T_s(t) - T_f) \quad (\text{II.15.c})$$

On pose $\tau = \frac{mc}{hS} = \frac{\rho cV}{hS}$ ce groupement caractéristique à la dimension d'un temps : c'est la caractéristique de temps du système qui donne l'ordre de grandeur de la durée du régime transitoire du phénomène physique.

$$\frac{d(T_s - T_f)}{(T_s - T_f)} = \frac{1}{\tau} dt \quad (\text{II.15.d})$$

Après intégration, on obtient : $(T_s - T_f) = K \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right)$ (II.15.e)

Condition initiale : à $t = 0, T_s = T_{si} \rightarrow k = T_{si} - T_f$

On obtient finalement :

$$\frac{T_s(t) - T_f}{T_{si} - T_f} = \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right) \quad (\text{II.16})$$

Chapitre III Conception optimale d'un système de stockage de la chaleur sensible

Première partie : Stockage de la chaleur dans le béton pour les CSP

III.1 Introduction

Les systèmes de stockage des centrales solaires à concentration CSP répondent à leur tour aux changements climatiques, la pollution atmosphérique (effet de serre) et aux réglementations législatives relatives à la production de l'électricité verte (Winter.C.-J. 1991).

Parmi les avantages principaux de la technologie de stockage solaire, on trouve :

- L'amélioration du fonctionnement des centrales solaires ;
- L'utilisation accrue des blocs de puissance ;
- L'amélioration de l'efficacité par la conversion de puissance à la charge nominale ;
- L'amélioration des revenus par la réduction du coût actualisé de l'énergie (Levelized Cost of Energy "LCE ").

Cette partie présente le stockage de la chaleur sensible dans un solide, les premiers systèmes ont utilisé les moyens de transfert de chaleur comme supports de stockage d'énergie thermique. Mais en raison des coûts élevés, l'adoption d'une approche comme l'application de matériaux à changement de phase nécessite encore des expériences supplémentaires pour obtenir des données suffisantes pour la mise en service de systèmes de stockage plus importants.

Dans les concepts qui stockent de la chaleur sensible dans les milieux solides, le matériau de stockage contient un échangeur de chaleur sous forme de tube permettant l'écoulement du fluide caloporteur (Dinter.F 1990). La faisabilité de ces systèmes a déjà été prouvée à l'échelle du laboratoire (Laing. D 2009).

III.2 Recherche développement des systèmes de stockage dans le béton

Au laboratoire DLR (German Aerospace Center), une équipe de chercheurs dirigés par (D. L. Doerte Laing) ont élaboré le béton et la céramique moulable (castable ceramic) comme étant des matériaux de stockage innovant. Les unités de test ont été conçues avec une longueur de 23 m et 36 tubes comme échangeurs de chaleur (Laing. D 2006) (Laing. D 2009). Quatre blocs de stockage à haute température ont été construits, deux avec la céramique moulable et les deux autres avec du béton. Les unités de stockage sont testées sur la Plateforme Solaire d'Almeria en Espagne, intégrée dans la boucle d'essai d'une centrale à capteur cylindro-parabolique (Figure III-2), en utilisant de l'huile synthétique comme fluide de transfert de chaleur. Dans cette boucle de test, deux blocs de stockage du même matériau peuvent être utilisés en série, ou deux blocs de matériaux différents peuvent être utilisés en parallèle. Les résultats finaux montrent qu'un choix adéquat de matériau de stockage joue un rôle important dans l'amélioration d'édite technologie.

III.3 Critères d'évaluation des systèmes de stockage thermique

Le développement d'un système de stockage thermique exige la sélection d'un support de stockage adéquat, différents aspects doivent être pris en considération :

- Nécessité d'évaluation et d'optimisation thermo-économique du système de stockage thermique.

- Le système de stockage doit satisfaire aux exigences concernant la puissance transférée pendant le processus de charge et de décharge.

En général, un taux de transfert de chaleur plus élevé est lié à une augmentation des irréversibilités thermodynamiques, réduisant ainsi la capacité de stockage du système tel que défini précédemment.

Le matériau de stockage utilisé doit être (Kuravi.T.J.S 2013) (Cabeza.L.F 2015):

- Incombustible,
- Densité énergétique élevée,
- Stabilité mécanique et chimique,
- Pas cher et disponible,
- Durée de vie suffisante même à des températures plus élevées.

III.4 Modèle physique et outil de simulation de stockage

La figure III-1 représente la configuration classique d'un système de stockage de chaleur sensible en milieu solide utilisé comme cas de référence, l'unité de stockage est placée parallèlement au champ de capteurs.

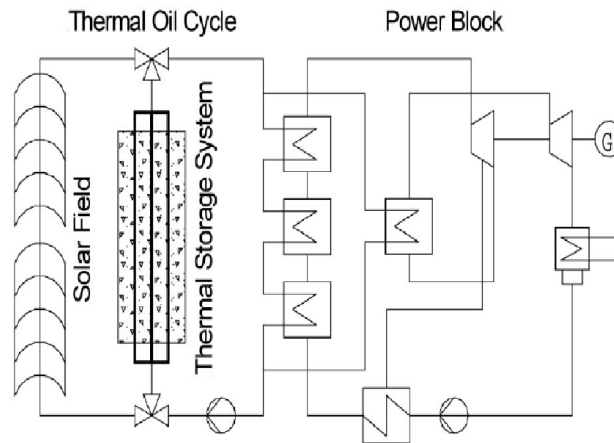


Figure III-1 Figure de deux blocs (parallèle/série) d'une centrale Solaire thermodynamique (Laing. D 2009)

Au cours des cycles, la charge et la décharge énergétique se produisent via un fluide caloporteur circulant dans un tube échangeur intégré.

L'unité de stockage est constituée par un ensemble de tubes (parallèle l'un à l'autre) noyés dans le béton à haute température pour permettre un écoulement de fluide.

L'élément de stockage (Figure III-2) est constitué par un cylindre en béton avec un diamètre (d_a), en contact avec un tube de diamètre intérieur (d_i), le support de stockage est caractérisé par une conductivité thermique k , une capacité spécifique C_p et une densité ρ .

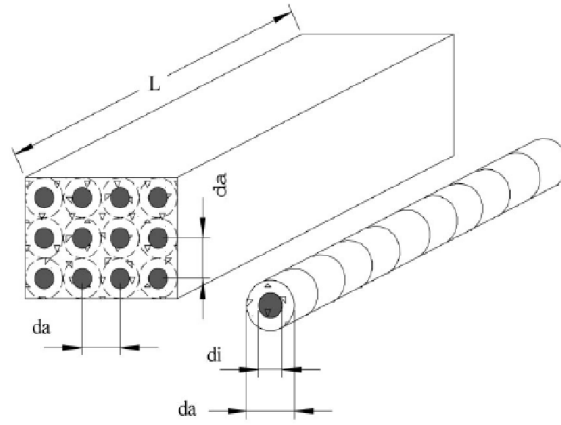


Figure III-2 Modèle géométrique de l'unité de stockage avec précision des paramètres adoptés (Tamme.R 2004)

III.5 Modèle mathématique

L'équation d'énergie pour le solide et le fluide s'expriment respectivement, selon les équations (III.1) et (III.2) de Schumann (Schumann 1929) (Ming Wua 2014), par :

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} + v \frac{\partial T_f}{\partial z} = H_1(T_s + T_f) \quad (\text{III.1})$$

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = -H_s(T_s + T_f) \quad (\text{III.2})$$

$$H_s = \frac{4 \cdot h_{\text{eff}} \cdot S_s}{\rho_s \cdot C_s (1 - \varepsilon) \cdot \pi \cdot d_a^2} \quad (\text{III.3})$$

$$H_1 = \frac{4 \cdot h_{\text{eff}} \cdot S_s}{\rho_f \cdot C_f \cdot \varepsilon \cdot \pi \cdot d_a^2} \quad (\text{III.4})$$

ε désigne la porosité du système de stockage, il s'exprime avec: $\varepsilon = \frac{d_i^2}{d_a^2}$

T_f : la température du fluide

T_s : la température du solide

Les deux paramètres H_1 et H_2 sont définie comme étant (Ming Wua 2014) :

H_1 : le coefficient de transfert de chaleur global entre le fluide et le solide pour l'équation d'énergie du fluide, il est exprimé en s^{-1} .

H_s : le coefficient de transfert de chaleur global entre le fluide et le solide pour l'équation d'énergie du solide, il est exprimé en s^{-1} .

Avec S_s et V_s sont respectivement la surface et le volume totales du solide, ils s'écrivent sous la forme :

$$S_s = (d_a^2 - d_i^2) \times \frac{\pi}{4} \text{ et } V_s = S_s \times L$$

ρ_f , ρ_s , h_{eff} et C_f représentent respectivement la densité du solide et du fluide, le coefficient d'échange corrigé et la capacité thermique du fluide.

III.5.1 Calcul du coefficient de transfert

Le coefficient de transfert (h) s'exprime généralement par l'équation (III.5) :

$$h = \frac{Nu \cdot k_f}{d_i} \quad (\text{III.5})$$

Avec Nu est le nombre de Nusselt, K_f est la conductivité thermique du fluide et d_i est le diamètre intérieur de cylindre. Pour le calcul du nombre de Nusselt et pour caractériser les

transferts de chaleur fluide-solide dans le cas de canaux cylindriques, on a considéré que l'écoulement est laminaire.

III.5.2 Calcul du coefficient de transfert corrigé

Comme elle est discutée avant, la méthode de capacité thermique globale (lumped capacitance) n'est valable que si le nombre de Biot est inférieur à 0.1, c'est-à-dire lorsque on néglige le gradient de température au sein des particules solides. Pour tenir de ces gradients, (Jeffreson 1972) a proposé un coefficient de transfert corrigé et modifié de chaleur qui tient en compte de ces gradients. Il est formulé en termes de nombre de Biot, et illustré ci-dessous :

$$h_{\text{corrigé}} = \frac{h}{1+B_i/5} \quad (\text{III.6})$$

A cet effet et pour appliquer la méthode de capacité globale avec le nouveau coefficient corrigé pour un model unidimensionnel, (Ben Xu 2012) a développé l'expression de ce coefficient d'échange thermique corrigé entre le solide et le fluide pour la géométrie de notre modèle de stockage choisi. Il a ensuite vérifié la fiabilité de cette expression, en appliquant la méthode capacité globale, avec la solution analytique (Ozisik.M.N 1993), les résultats ont été trop satisfaisante dans la prédiction et l'analyse des systèmes de stockage d'énergie thermique. Pour le modèle de stockage qui concerne de notre étude, le coefficient d'échange corrigé s'écrit :

$$h_{eff} = \frac{1}{\frac{1}{h(1)} + \frac{1}{k_s} + \frac{d_{in}^3(4d_a^2 - d_i^2) + d_i d_a^4(4 \ln(d_a/d_i) - 3)}{8(d_a^2 - d_i^2)^2}} \quad (\text{III.7})$$

III.6 Analyse de sensibilité à l'aide d'un élément de stockage

Afin de réduire le nombre de paramètres pour une première analyse de sensibilité, un élément de stockage échantillon est utilisé dans la figure III-2.

Des hypothèses ont été prise en considération afin de simplifié l'étude du modèle :

- La variation de température dans la direction axiale est négligée.
- la température de l'huile varie entre 350 °C à 390 °C (Tamme.R 2004),
- L'huile est considérée comme une source d'alimentation infinie.
- La vitesse du flux est faible, l'écoulement est considéré laminaire.
- Le volume de stockage est considéré comme un système fermé sans pertes thermiques pour l'environnement.

La conductivité thermique du matériau de stockage est de 1,3 (W/m k), la densité est de 2750 (kg/m³) et la capacité thermique spécifique est de 916 (J/kg.K). Le diamètre du canal de débit (di) est de 0,02 m et la conductivité thermique du fluide est de 0.086 (W/m K). La distance entre deux canaux parallèles (da) est de 0,08 m.

III.7 RESULTS AND DISCUSSION

III.7.1 Variation de la conductivité thermique

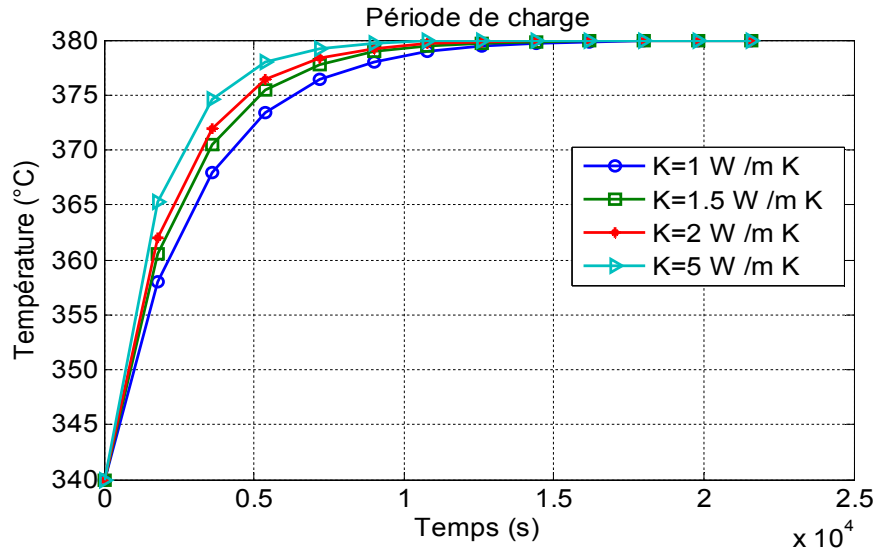


Figure III-3 Influence de la conductivité thermique du matériau sur la température de stockage (période de charge)

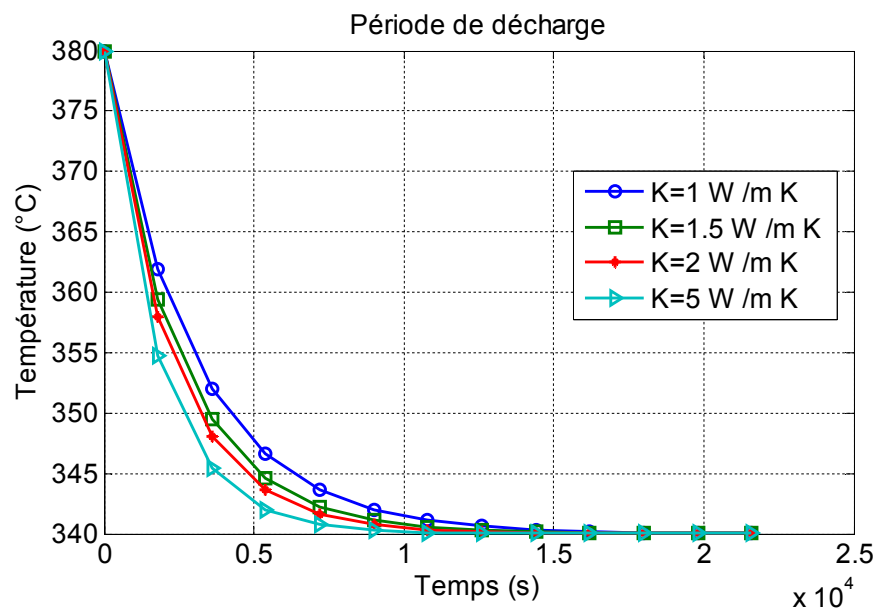


Figure III-4 Influence de la conductivité thermique du matériau sur la température de stockage (période de décharge)

Le temps nécessaire pour atteindre à nouveau les conditions stationnaires, après le changement de température de l'huile, dépend de la conductivité thermique du matériau de stockage. Les figures (III-3 et III-4) montrent la variation de la température, pendant la charge et la décharge) à la distance maximale du tube de 0.08 m, pour diverses valeurs de la conductivité thermique K atteignant de 1,0 (W/m.K) à 5,0 (W/m.K). La gamme de conductivité thermique éventuelle pour les matériaux de stockage est comprise entre 1 et 2 (W/mK). La valeur élevée de 5 est ajoutée pour voir s'il est obligé de développer des matériaux avec une conductivité thermique plus élevée.

L'énergie thermique emmagasinée dans le système de stockage pour différentes valeurs de la conductivité thermique est illustrée à la figure III-5. Les trois figures montrent que

seules des variations significatives de la conductivité thermique affectent nettement les performances du système de stockage

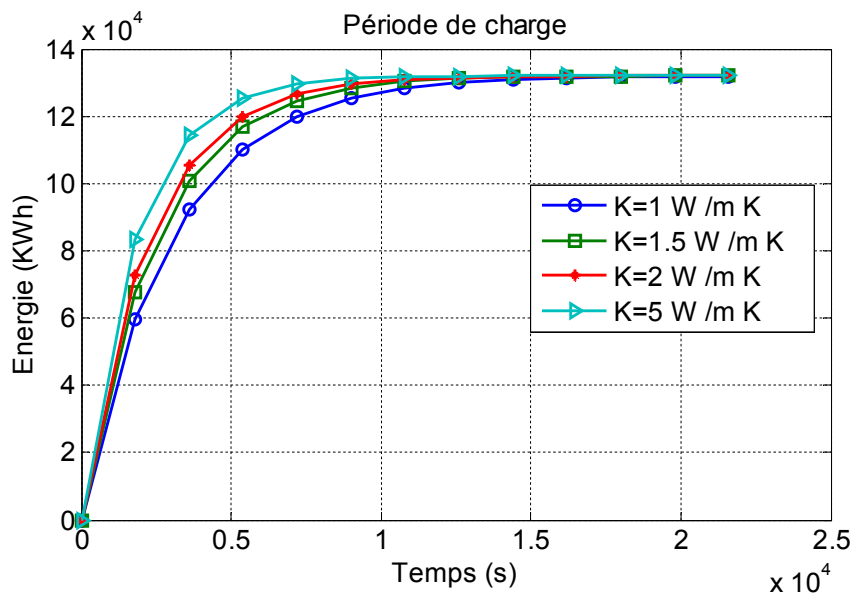


Figure III-5 Influence de la conductivité thermique du matériau sur l'énergie stockée (période de charge)

III.7.2 Variation de la capacité thermique volumique

Par définition, la capacité thermique volumique est définie comme étant le produit de la masse volumique (ρ) d'un matériau et de sa chaleur spécifique (C_p) ($C = C_p \cdot \rho$).

Pour une géométrie donnée, les figures (III-6 et III-7) montrent l'effet des variations de la capacité thermique volumique sur la température à une distance de tube égale à 0.08 m. on remarque qu'il n'y pas un grand impact sauf pour l'énergie déchargé observée dans la figure III-8, tant que la capacité est grande, l'énergie emmagasinée est aussi importante. Les valeurs sélectionnées de la capacité calorifique volumique varient entre 1500 (kJ /m³K) et 3500 (kJ /m³K) qui correspondent respectivement à des valeurs des roches et l'acier.

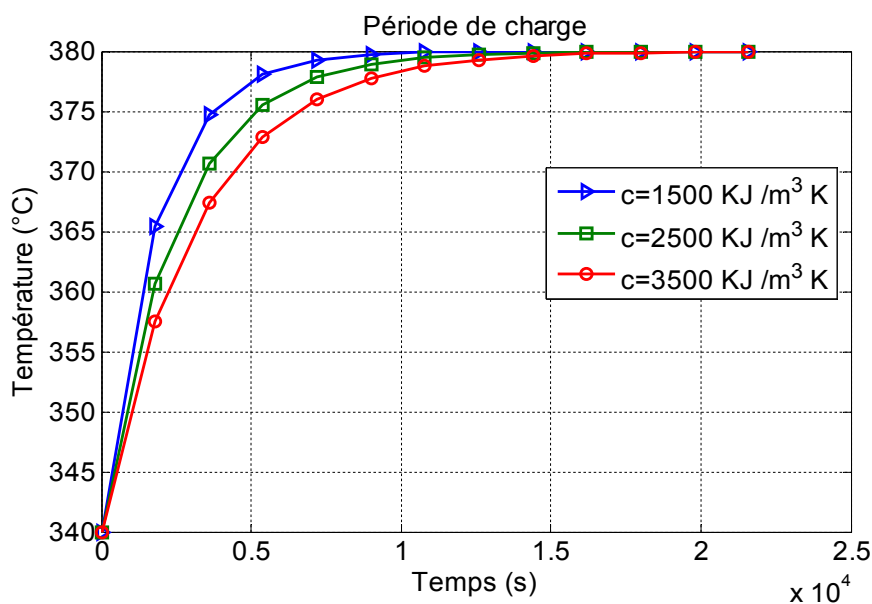


Figure III-6 Influence de la capacité thermique volumique du matériau sur la température de stockage (période de charge)

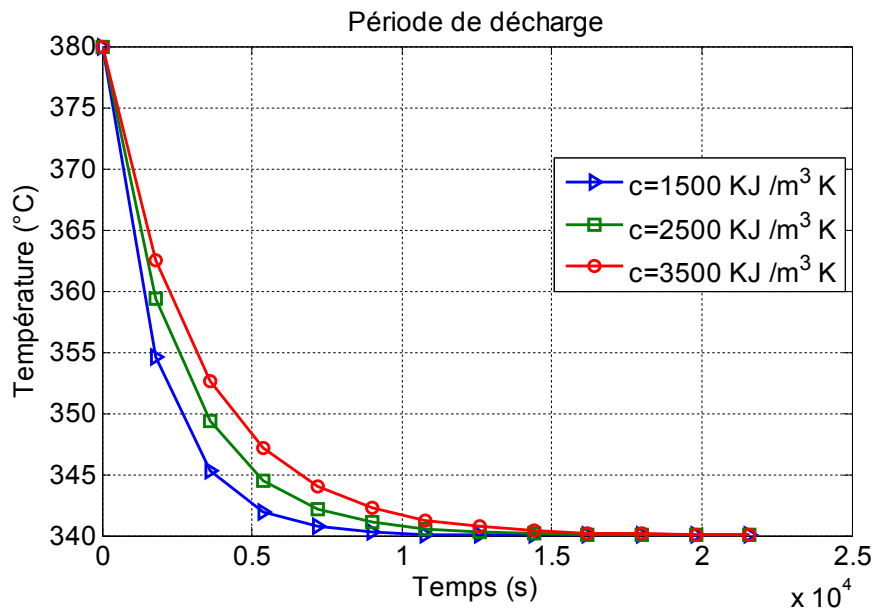


Figure III-7 Influence de la capacité thermique volumique du matériau sur la température de stockage (période de décharge)

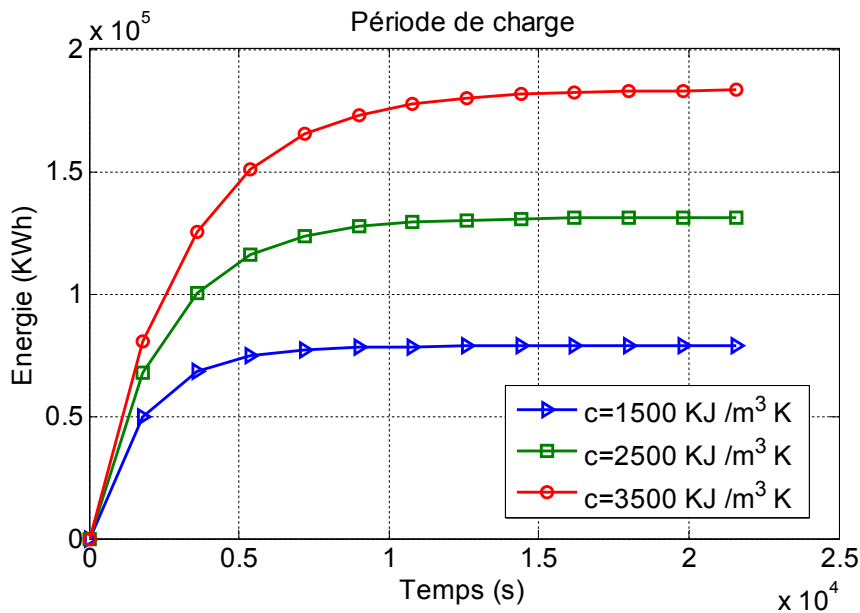


Figure III-8 Influence de la capacité thermique volumique du matériau sur l'énergie stockée (période de charge)

III.7.3 Variation du diamètre du canal d'écoulement

La quantité de tubes réservés pour l'écoulement de l'huile à l'intérieur du système de stockage représente une part significative du coût d'investissement total. Un choix approprié de paramètres comme la distance entre les tubes et leurs diamètres est essentiel pour l'optimisation économique du système de stockage. Les figures (III-9 et III-10) montrent l'influence du diamètre de tube (d_i) sur la température pour une distance de $d_a=0.08 \text{ m}$ du support de stockage.

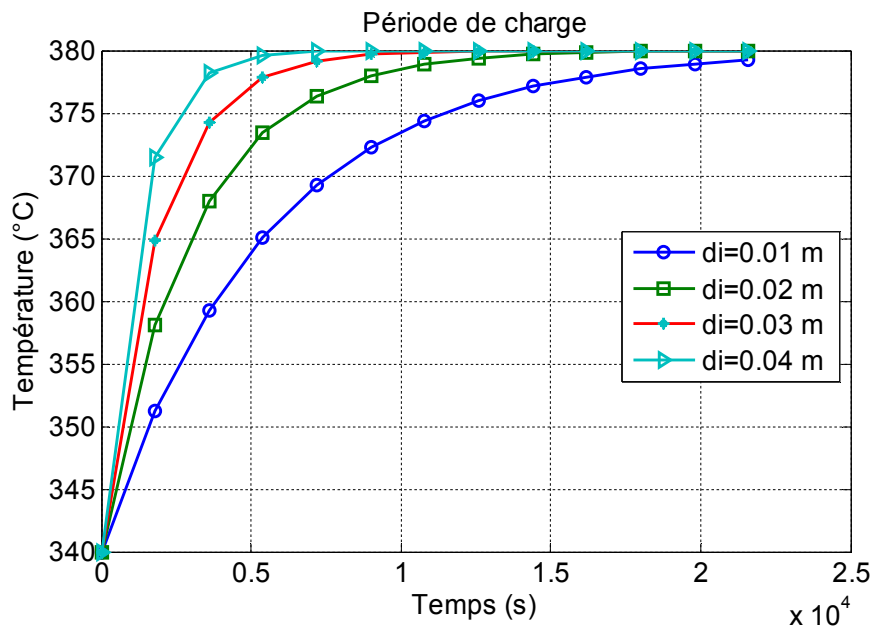


Figure III-9 Influence du diamètre du canal d'écoulement du matériau sur la température de stockage (période de charge)

On remarque que la variation de température est plus rapide pour les grands diamètres du canal d'écoulement, cela est dû à l'augmentation de la zone de transfert de chaleur, les taux de flux de chaleur correspondants sont indiqués dans la figure III-11. En supposant des valeurs constantes de l'épaisseur et la longueur de notre module de stockage, la quantité d'acier nécessaire pour les tubes augmente proportionnellement au diamètre. Le taux de transfert de chaleur de la zone spécifique diminue avec l'augmentation de diamètre. On peut déduire ainsi que l'installation des tubes plus petits sont plus économiques que ceux de grandes tailles.

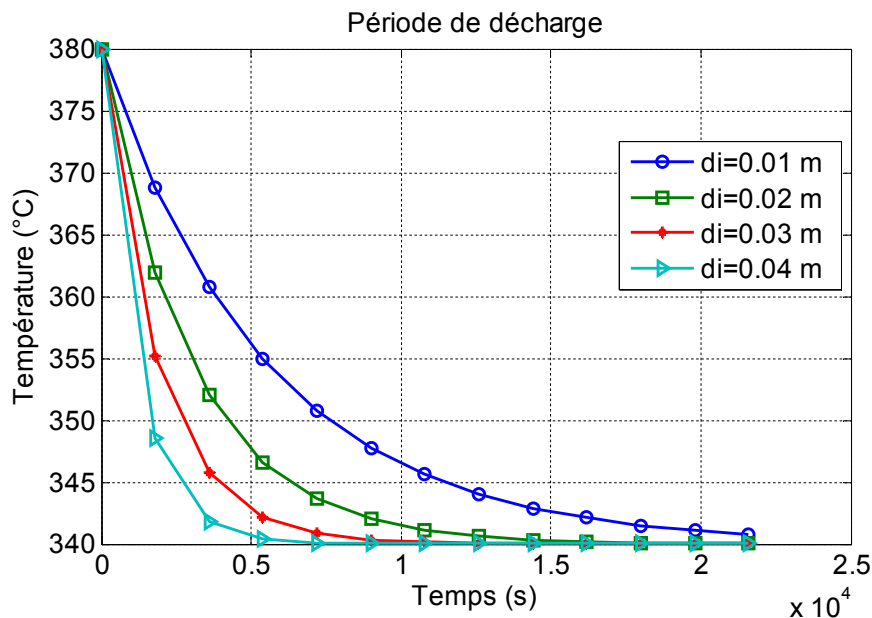


Figure III-10 Influence du diamètre du canal d'écoulement du matériau sur la température de stockage (période de décharge)

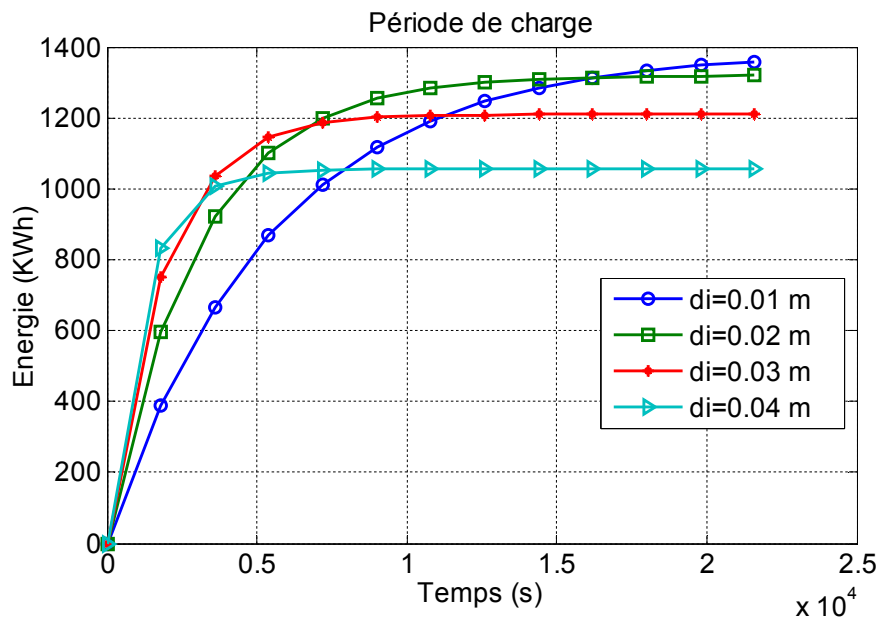


Figure III-11 Influence du diamètre du canal d'écoulement du matériau sur l'énergie stockée (période de charge)

III.7.4 Variation de la distance entre les canaux d'écoulement.

Les figures (III-12 et III-13) montrent la variation de la température à une distance de $d_i = 0.02$ m du tube pour différentes distances entre les canaux d'écoulement. On constate que si une valeur de 0,08 m est dépassée, une variation rapide de la température du support de stockage au bout de la période de charge et de la décharge.

D'autre part, le taux de transfert de chaleur de la zone spécifique augmente proportionnel avec la distance entre les canaux d'écoulement (figure III-14).

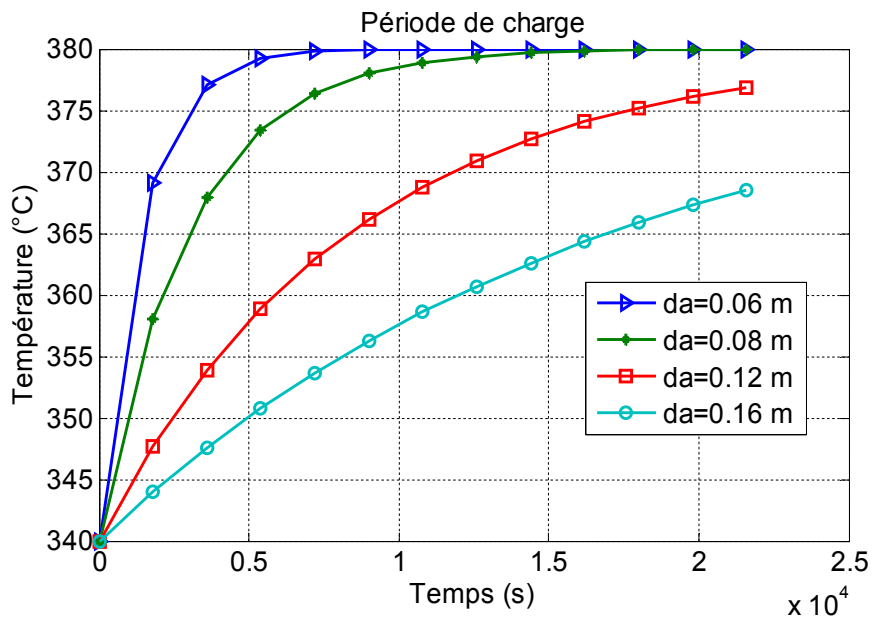


Figure III-12 Influence de la distance entre les canaux d'écoulement du matériau sur la température de stockage (période de charge)

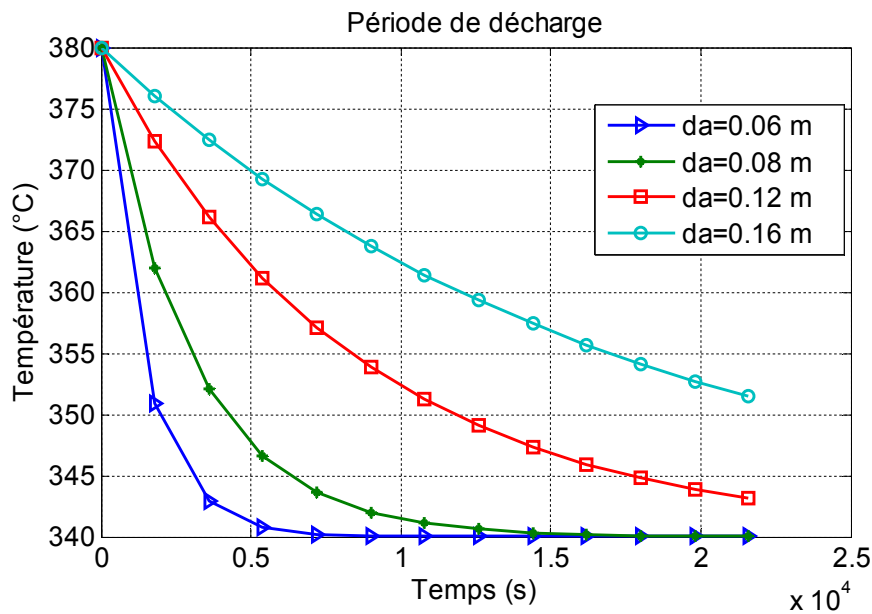


Figure III-13 Influence de la distance entre les canaux d'écoulement du matériau sur la température de stockage (période de décharge)

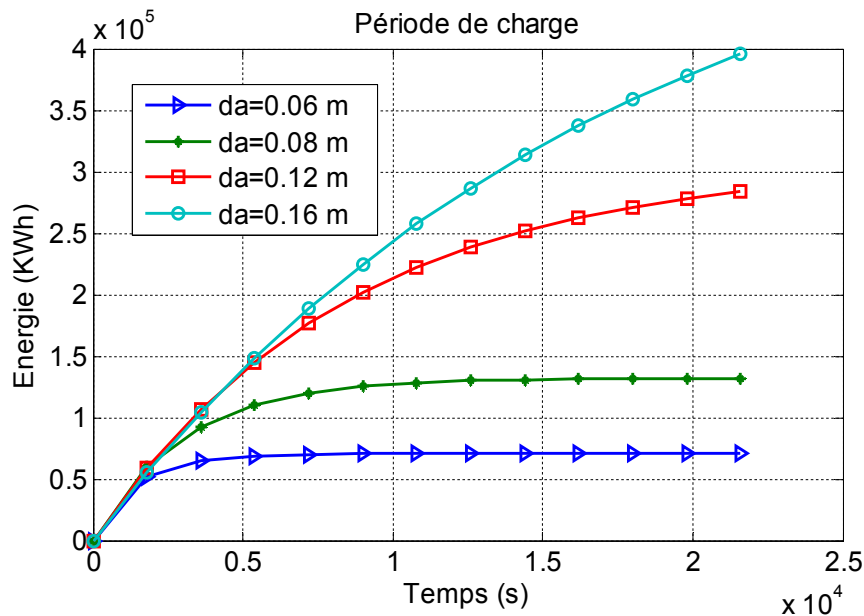


Figure III-14 Influence de la distance entre les canaux d'écoulement du matériau sur l'énergie stockée (période de charge)

III.7.5 Variation du nombre et de la longueur de canaux d'écoulement du matériau

La figure III-15 montre la variation de l'énergie stockée pour différents nombre canaux d'écoulement. Dans cette partie on a gardé les mêmes paramètres du système de stockage, on peut remarquer lorsque on augmente le nombre de tube, l'énergie augmente presque exponentiellement, et la figure III-16 montre la variation de l'énergie stockée pour différents longueur de canaux d'écoulement, de 10 à 100 m de longueur, une variation presque exponentielle. D'où, une étude d'optimisation qui tienne en compte des contraintes coût-capacité est nécessaire pour le choix adéquat d'un media de stockage.

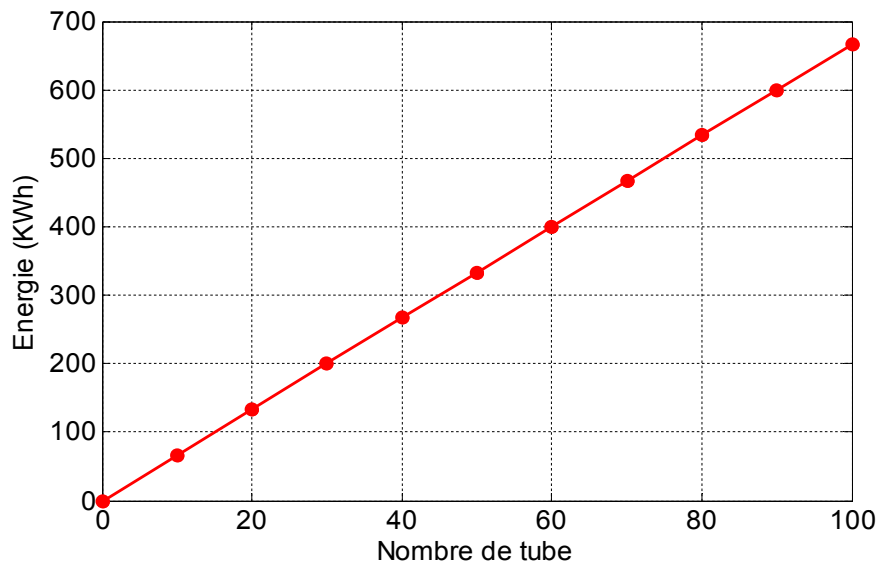


Figure III-15 Influence de nombre de canaux d'écoulement du matériau sur l'énergie stockée

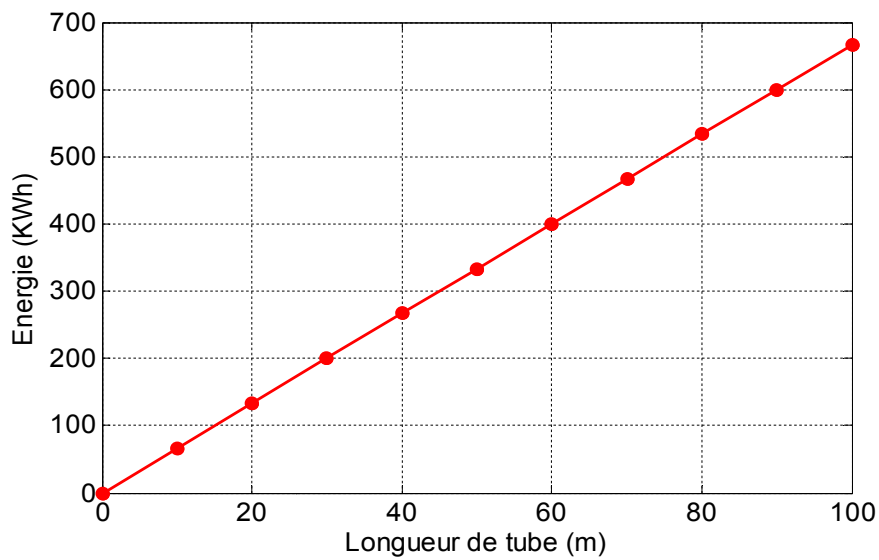


Figure III-16 Influence de la longueur des canaux d'écoulement du matériau sur l'énergie stockée

III.7.6 Analyse de l'unité de stockage thermique intégrée dans une centrale CSP

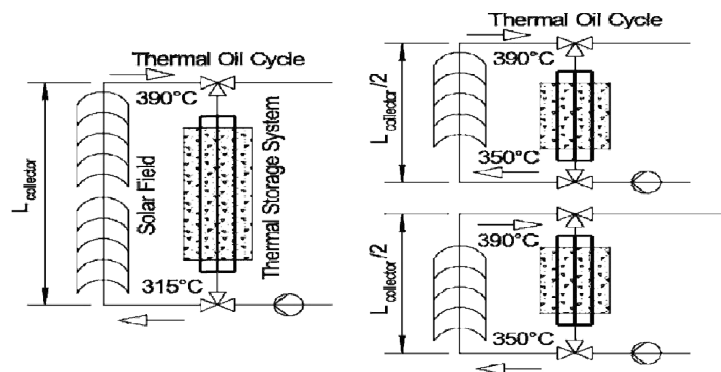


Figure III-17 Configuration du champ solaire : le concept de base à gauche et le concept modulaire de charge à droite (Laing, D 2007)

Dans le concept de base suggéré, pour l'intégration d'un système de stockage thermique, l'unité de stockage fonctionne parallèlement au champ solaire (figure III-1), pendant la période de charge, l'entrée de l'unité de stockage est connectée à la sortie du champ solaire. A la sortie de l'unité de stockage, la température de l'huile ne doit pas dépasser un niveau de température d'environ 315 °C pour éviter une destruction des tuyaux d'absorbeur par surchauffe dans le champ solaire. Pendant le processus de décharge, l'huile thermique provenant du système de stockage alimente un échangeur de chaleur pour générer de la vapeur.

L'inconvénient majeur de ce concept de base est la limitation des différences de température entre charge et décharge, le processus de décharge est interrompu si la température de l'huile à la sortie du système de stockage tombe en dessous de 350°C, car la surchauffe de l'eau d'alimentation n'est plus possible. La différence de température pendant la charge et la décharge sont limitées à 40 °C.

Étant donné que la différence de température dans un système de stockage sensible affecte la capacité de stockage, une telle géométrie peut être améliorée en augmentant la variation de température entre la charge et la décharge. En divisant la rangée de l'absorbeur en direction axiale, la température de l'huile à la sortie de l'unité de stockage peut être plus élevée pendant le processus de charge, puisque l'augmentation de la température de l'huile traversant le champ solaire est plus petite (figure III-17). Par conséquent, la température moyenne à la fin du processus de charge augmente dans le matériau de stockage.

Une autre possibilité d'augmenter la capacité de stockage est d'améliorer l'adaptation du processus de décharge aux caractéristiques du cycle de Rankine, l'huile est prélevée de l'unité de stockage à différents niveaux de température (figure III-18), dans ce concept modulaire de décharge, l'huile qui sort de l'unité de stockage en dessous de 350 °C peut être utilisée pour l'évaporation ou le préchauffage. À la fin du processus de décharge, la température moyenne dans le matériau de stockage est inférieure à celle du concept de base. Le concept modulaire de charge peut être combiné avec le concept modulaire de décharge, ce qui augmente la température de stockage moyenne à la fin du processus de charge tout en diminuant la température moyenne à la fin du processus de décharge.

En général, le choix adéquat d'une stratégie de charge/décharge améliore considérablement la performance du système. En combinant la charge modulaire avec la décharge modulaire, la capacité de stockage du système augmente d'environ 200 % (W.-D. S. Laing.D 2007). En outre, la capacité d'un système de stockage sensible peut être améliorée en modifiant la géométrie du système de stockage. D'où, Le développement d'une stratégie d'exploitation optimisée est essentiel pour améliorer le prix et la capacité des unités de stockage thermique.

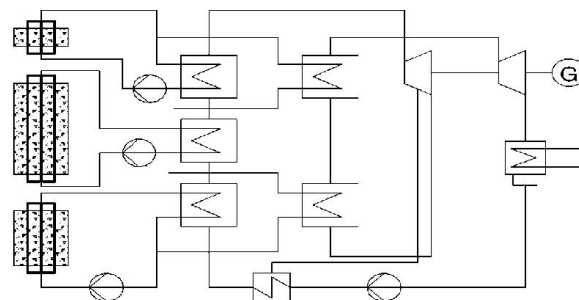


Figure III-18 Concept modulaire de décharge; réchauffage, à deux niveaux de température différents

III.8 CONCLUSION

L'amélioration de la capacité de stockage joue un rôle important pour le développement des centrales solaires thermiques. Un système de stockage de la chaleur sensible dans le béton est étudié et simulé pour des températures de fonctionnement variant entre 350 °C et 390 °C. Les résultats d'analyse des performances dudit système de stockage montrent l'influence de divers paramètres, tel que les effets de propriétés thermo-physique du matériau et la géométrie du système de stockage. L'énergie stockée augmente lorsque la capacité calorifique, le diamètre de tube et la distance entre les tubes sont grandes, tandis que l'augmentation du nombre et la longueur de tube affecte presque exponentiellement l'énergie stockée. Mais ces paramètres affectent aussi le coût de conception du système de stockage. D'où le choix d'une stratégie globale d'aide à la décision pour la conception optimale d'un système de stockage s'avère essentiel pour un meilleur rapport qualité-prix.

Deuxième partie : Conception et optimisation géométrique du système de stockage pour les centrales solaires à capteur cylindro-paraboliques

III.1 Introduction

Le stockage de la chaleur sensible dans un solide a acquis une immense attention car il constitue une solution alternative et pratique face à l'intermittence de la source solaire. Il est considéré comme un moyen efficace pour améliorer la durabilité économique, sociale et environnementale des systèmes d'énergie solaire. Bien qu'une grande quantité d'énergie stockée exige un système de stockage important, le meilleur choix reste celui qui peut stocker le maximum d'énergie à faible coût dans un espace relativement réduit. L'objectif de cette partie est de développer une démarche globale d'aide à la décision pour la conception géométrique optimale d'un système de stockage d'énergie thermique. Le but est d'avoir un maximum de valeur actuelle nette (VAN) en tenant compte des différents coûts de tube de transfert de chaleur, de matériau solide et de système d'isolation.

III.2 Modèle de stockage d'énergie thermique

III.2.1 Description du système

En général, le système de stockage est constitué, comme il est défini dans le chapitre précédant, par des tubes de transfert de chaleur encastrés en parallèles dans le matériau solide de stockage, ces tubes permettent l'écoulement du fluide à travers le bloc solide. Les tubes sont séparés par le matériau de stockage, le modèle physique de l'unité de stockage et les paramètres géométriques sont indiqués dans la figure III-19. Chaque élément est constitué par un tube de forme cylindrique de diamètre d_i entouré par un matériau solide supposé aussi de forme cylindrique avec un diamètre d_a , le milieu de stockage de longueur L est caractérisé par des facteurs thermo-physiques.

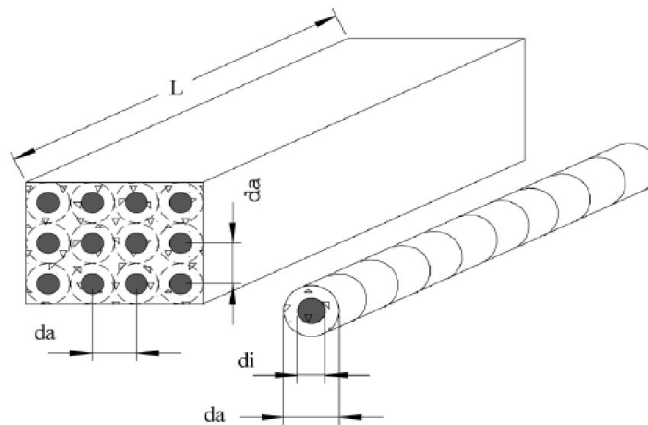


Figure III-19 Modèle physique du TES (Tamme.R 2004)

III.2.2 Modélisation mathématique

Dans ce travail et afin de simplifier les calculs concernant la modélisation du système de stockage, nous avons supposé que :

- Le fluide s'écoule à une température et une capacité calorifique constantes,
- La géométrie des tubes est symétrique,
- La conduction axiale dans le fluide est négligée,
- L'huile est considérée comme une source d'énergie infinie pendant la période de charge et de décharge.

Les équations énergétiques pour le fluide et le solide peuvent être aussi exprimées, comme dans le chapitre précédent, en équations de Schumann (Schumann 1929):

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} + v \frac{\partial T_f}{\partial z} = H_1(T_s + T_f) \quad (\text{III.8})$$

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = -H_s(T_s + T_f) \quad (\text{III.9})$$

Où T_s et T_f sont respectivement la température du solide et du fluide, v est la vitesse intrinsèque du fluide, H_1 et H_s désignent les coefficients de transfert de chaleur globale entre le fluide et le solide, ils sont définies par (Ming. M.L. Wu 2014)

$$H_s = \frac{4 \cdot h_{eff} \cdot S_s}{\rho_{s,m} \cdot c_{ps,m} (1 - \varepsilon) \cdot \pi \cdot d_a^2} \quad (\text{III.10.a})$$

$$H_1 = \frac{4 \cdot h_{eff} \cdot S_s}{\rho_f \cdot C_f \cdot \varepsilon \cdot \pi \cdot d_a^2} \quad (\text{III.10.b})$$

S_s est la surface totale du solide par unité de longueur d'un réservoir de stockage cylindrique $S_s = (d_a^2 - d_i^2) \times \pi / 4$ (III.11)

ε est la porosité de la région à double média, définie par $\varepsilon = d_i^2 / d_a^2$ (III.12)

V_s est le volume d'une particule solide, définie par $V_s = S_s \times L$ (III.13)

- $\rho_{s,m}$ est la densité du matériau solide,
- $c_{ps,m}$ est la chaleur spécifique du matériau solide,
- et C_f est la capacité calorifique spécifique du fluide,
- μ_f est la viscosité du fluide.

Les coefficients de transfert de chaleur sont calculés par :

$$h = \frac{Nu \cdot k_f}{d_i} \quad (\text{III.14})$$

Où Nu est le nombre de Nusselt égal à $Nu = 4.36$ compte tenu d'un écoulement laminaire et k_f est la conductivité thermique du fluide.

(Ben Xu 2012) a ensuite développé, pour un modèle unidimensionnel, l'expression de ce coefficient d'échange thermique pour des nombres de Biot très grands en utilisant la méthode "capacité thermique globale", il a ensuite vérifié la fiabilité de cette expression avec la solution analytique (Ozisik.M.N 1993), les résultats ont été trop satisfaisante dans la prédiction et l'analyse des systèmes de stockage d'énergie thermique, de même pour (Peiwen Li 2012), de bonne résultats ont été obtenue lorsqu'il a comparé cette méthode avec la solution analytique dans le régime transitoire de la conduction de chaleur présenté par (Incropera FP 2002). Le coefficient de transfert de chaleur corrigé entre le solide et le fluide pour la méthode de capacité globale (Ben Xu 2012) est donné par :

$$h_{eff} = \left(\frac{1}{h(1)} + \frac{1}{k_s} \frac{d_{in}^3 (4d_a^2 - d_i^2) + d_i d_a^4 (4 \ln(d_a/d_i) - 3)}{8(d_a^2 - d_i^2)^2} \right)^{-1} \quad (\text{III.15})$$

Le temps de charge nécessaire pour chauffer un solide d'une température T_0 à une température T_{fin} est donné en général par la relation :

$$t_{dis,m} = \frac{\rho c_p V_s}{h S_s} \log \left(\frac{T_{fin}-T_0}{T_{fin}-T} \right) \quad (III.16)$$

III.2.3 Problème d'optimisation

L'objectif de ce problème est de concevoir d'une manière optimale les paramètres géométriques qui maximisent la VAN relatif à l'investissement de réalisation d'un TES sur un horizon de temps donné. Plus précisément, nous visons à maximiser les bénéfices et les revenus d'investissement, qui dépendent des caractéristiques thermo-physiques des matériaux et des paramètres de conception du système TES. La fonction objective à maximiser est la valeur actuelle nette définie par :

$$VAN = \xi_{m,k} \left(-C_{fix}^{m,k} + \sum_{t=0}^{T-1} \frac{B_{ben,t}^m - C_{var,t}^{m,k}}{(1+r)^t} \right) \quad (III.17)$$

Où $C_{fix}^{m,k}$, $B_{ben,t}^m$ et $C_{var,t}^{m,k}$ représentent respectivement les coûts fixes, les bénéfices totaux et les coûts variables totaux. Ici, T représente les années totales d'investissement et r le taux d'actualisation. Des modèles détaillés pour quantifier ces valeurs sont décrits ci-après. En particulier, les bénéfices annuels $B_{ben,t}^m$ sont définis comme suit:

$$B_{ben,t}^m = C_{red} Q_{tot,t}^m \quad (III.18)$$

Où $Q_{tot,t}^m$ est l'énergie thermique totale annuelle déchargée du système TES et C_{red} représente le coût de réduction unitaire du coût final du kWh électrique produit par la centrale solaire en cas d'installation du système TES. En supposant un cycle de décharge par jour, et en considérant les pertes de chaleur du module de stockage à l'environnement, $Q_{tot,t}^m$ est donnée par (Jian.Y 2015) :

$$Q_{tot,t}^m = 365N Q_{dis}^m - Q_{los}^m \quad (III.19)$$

Où N est le nombre de tubes de transfert de chaleur,

$Q_{dis}^m = \rho_{s,m} c_{ps,m} (T_{s,int}^m - T_{e,end}^m)$ (II.30) est l'énergie déchargée dans un cycle par une unité de stockage,

$\rho_{s,m}$ est la densité, $c_{ps,m}$ est la chaleur spécifique,

$T_{s,int}^m$ est la température initiale du module de stockage,

$T_{e,end}^m$ est la température du solide à la fin de la période de décharge

Q_{los}^m est la chaleur perdue par module de stockage, donnée par (Jian.Y 2015):

$$Q_{los}^m = \frac{0.21}{1000} \left((\bar{T}_{s,m} - T_{amb})^{1.201} \right) t_{dis,m} (4N^{0.5} d_a L + 2N d_a^2) \quad (III.20)$$

Où $\bar{T}_{s,m}$ est la température moyenne du matériau solide, T_{amb} est la température ambiante, L est la longueur de l'unité de stockage de la chaleur et $t_{dis,m}$ est le temps de décharge.

Les coûts variables $C_{var,t}^{m,k}$ sont définis comme un pourcentage des coûts fixes et des bénéfices liés à l'énergie thermique stockée, ils sont exprimés par la relation:

$$C_{var,t}^{m,k} = \eta B_{ben,t}^m + \xi C_{fix}^{m,k} \quad (III.21)$$

Les coûts fixes $C_{fix}^{m,k}$ comprennent le coût du milieu solide (C_{mat}^m), le coût des tubes de transfert de chaleur (C_{tub}^k) et le coût du système d'isolation (C_{ins}). L'équation générale des coûts fixes est donnée par :

$$C_{fix}^{m,k} = C_{mat}^m + C_{tub}^k + C_{ins} \quad (III.22)$$

Chaque terme peut être calculé comme indiqué par (Ming. M.L.Wu 2014) comme suit :

$$C_{mat}^m = NL\rho_{s,m} \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2) C_{s,m} \quad (III.23.a)$$

$$C_{tub}^k = NL\pi(d_h^2 - d_i d_h) \rho_{tub,k} C_{tub,k} \quad (III.23.b)$$

$$C_{ins} = (4N^{0.5} d_a L + 2N d_a^2) C_i \quad (III.23.c)$$

Où C_{tub}^k est le coût par unité de masse des tubes de transfert de chaleur, C_{mat}^m est le coût par unité de masse du matériau de stockage, C_{ins} est le coût par unité de surface du matériau isolant et d_i , d_h sont respectivement le diamètre du tube intérieur et l'épaisseur des tubes de transfert de chaleur.

La contrainte du problème est l'énergie totale quotidienne, elle est considérée inférieure ou égale à 1000 kWh :

$$Q_{tot,t}^m = (NQ_{dis}^m - Q_{los}^m) \leq 1000 \text{ kWh} \quad (III.24)$$

III.3 Résultats et discussion

III.3.1 Configuration de la simulation

Le cadre d'optimisation proposé est appliqué pour concevoir d'une manière optimale les paramètres de géométrie qui maximisent le VAN sur un horizon temporel donné. Des analyses détaillées ont été effectuées à travers le modèle d'optimisation pour trouver les variables géométriques optimales qui maximisent la VAN de TES.

Le modèle de décision proposé a été résolu à l'aide du solveur de Matlab. Nous supposons dans cette simulation que le TES est composé par le béton comme matériaux de stockage solide (avec un diamètre $d_a = 0,128$ mm), l'acier comme tube métallique de transfert de chaleur (avec un diamètre $d_i = 0,016$ mm) et le Therminol VP-1 est choisi comme fluide de transfert de chaleur. La vitesse de l'écoulement de fluide est estimée à 0,004 m/s, la température initiale du système en béton est de 340 °C et la température finale est de 380 °C, cette plage de température est choisie car c'est la gamme approximative dans laquelle les collecteurs cylindro-parabolique des centrales thermiques à concentration thermique (CSP) sont conçus pour fonctionner, les rayons intérieur et extérieur ont été choisis en fonction des études et de l'expérience mentionnée dans la littérature (D. L. Doerte Laing 2009) (Jian.Y 2015). Le tableau III-1 présente les caractéristiques thermo-physiques et budgétaires des matériaux qui ont été analysés dans cette étude de cas.

Tableau III-1 Caractéristiques physico-physiques et coût des matériaux.

Matériaux	Viscosité (Pa.s)	Conductivité (W/m.k)	Capacité thermique (J/kg.k)	Densité (kg/m ³)	Prix par kg (€/kg)
Concrète	-	1.2	1050	2250	0.05
Therminol VP-1	1.8	0.086	860	2474.5	-
Carbon steel	-	51.9	472	7850	2.2

III.3.2 Simulation du fonctionnement du système TES

La figure III-20 montre la variation de la température du matériau de stockage en béton pendant la phase de décharge à la distance $d_a / 2$ du tube. On peut voir que la température baisse et atteint la température permise et limite de 350 °C pendant un temps de décharge d'environ 4,7 heures, cela est dû au béton qui libère progressivement son énergie. En outre, L'énergie thermique déchargée par unité de stockage en fonction de la longueur du module de stockage est présenté dans la figure III-21, il augmente progressivement avec l'augmentation de la longueur du système de stockage.

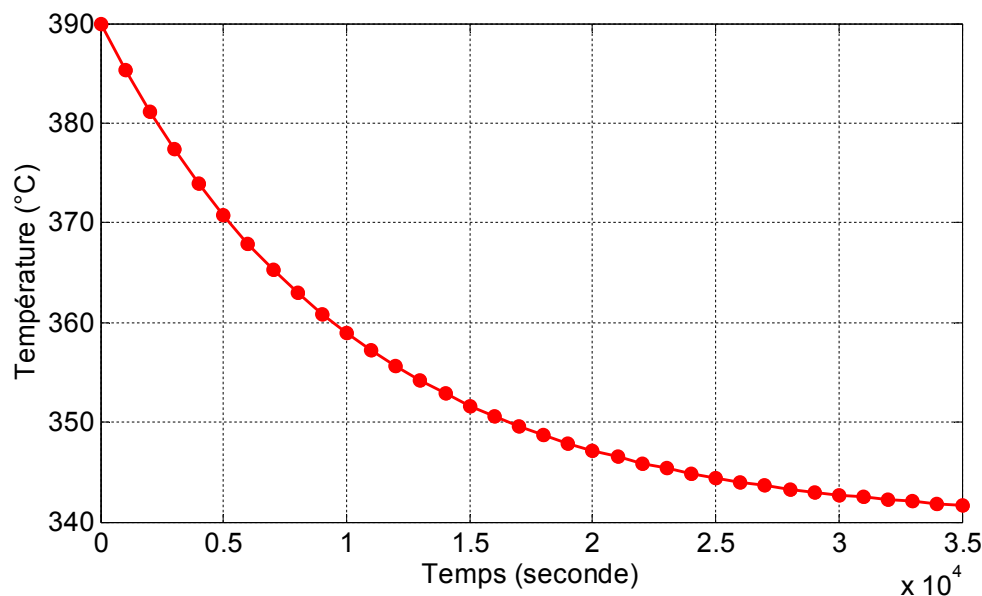


Figure III-20 Variation de la température du milieu solide pendant le mode de décharge

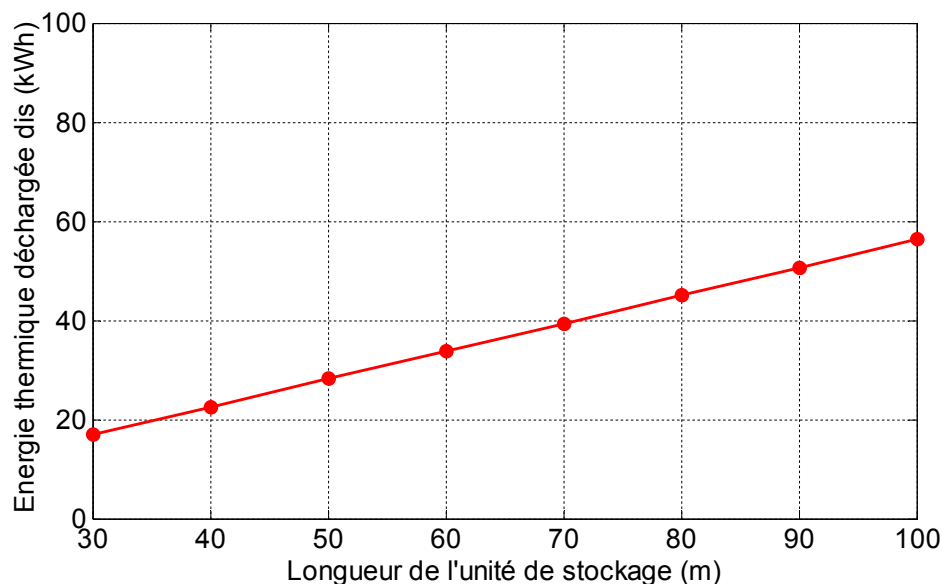


Figure III-21 Energie thermique déchargée pour une unité de stockage

III.3.3 Influence des paramètres de conception sur le coût de stockage

Les paramètres de conception ont aussi un effet sur les coûts des supports de stockage, la figure III-22 montre l'influence de la longueur du module sur le coût du matériau de stockage, on remarque que le coût du matériau solide augmente en fonction de la longueur de stockage de la chaleur. En outre, on sait déjà que le béton a un faible coût par rapport à

d'autres matériaux, ceci est dû principalement à son faible coût unitaire. La figure III-23 montre l'effet du diamètre interne sur le coût du matériau de stockage. On observe qu'en augmentant le diamètre intérieur, le coût du matériau en béton diminue progressivement. Ceci est principalement dû au fait qu'en augmentant le diamètre interne, la masse et la taille occupées par le matériau de béton diminuent rapidement.

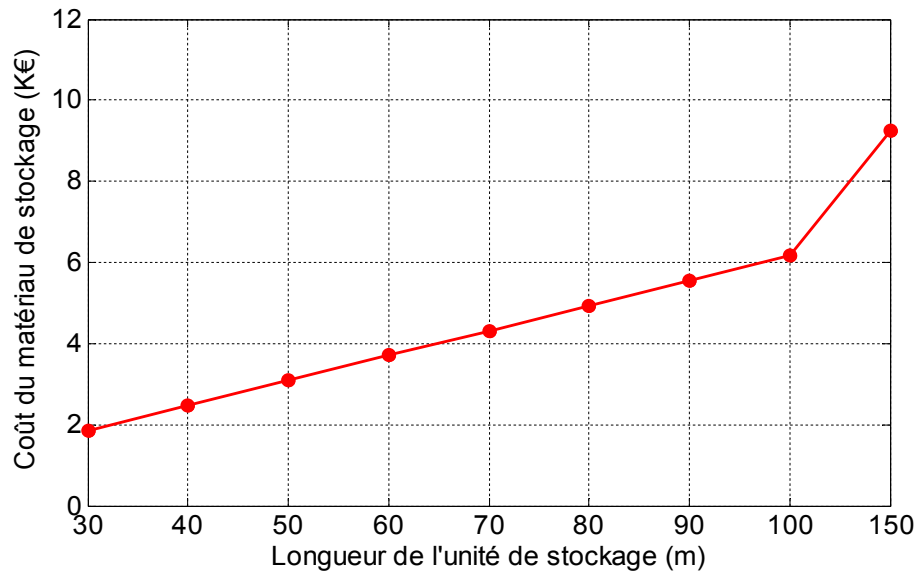


Figure III-22 Impact de la longueur de stockage sur le coût du matériau de stockage

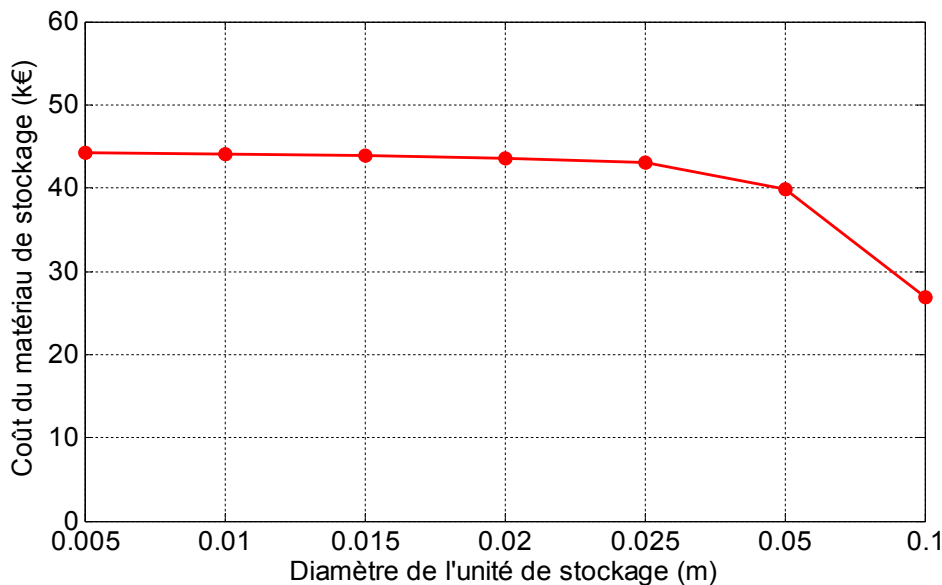


Figure III-23 Impact du diamètre interne sur le coût du matériau de stockage

III.4 Résultats d'optimisation

III.4.1 Scénario 1

Le scénario 1 étudie la conception optimale du système TES en fonction des contraintes limitant la longueur (L) et le nombre de tubes du TES. Dans ce cas, nous avons supposé que $d_i = 0,08$ m, $d_a = 8 \times d_i$ et $Q = 1$ MWh. Le tableau III-2 montre la conception optimale de TES en ce qui concerne la longueur et le nombre de tubes qui maximisent la VAN selon les contraintes qui fixe leur variation. On constate que les meilleures performances sont obtenues pour $L = 38,5$ m et $N = 52$ avec une VAN égal à 175,579 [k€].

Tableau III-2 Conception optimale du TES en ce qui concerne la longueur et le nombre de tubes

Contraintes de L et N	Valeur Optimale de L	Valeur Optimale de N	VAN (€)
20 < L < 100 30 < N < 100	38.50	52.04	175578.89
30 < L < 100 20 < N < 100	39.95	50.14	175531.02
30 < L < 100 30 < N < 100	40.38	49.67	175772.21
20 < L < 100 50 < N < 100	33.67	59.39	175710.49
20 < L < 100 70 < N < 100	26.27	76.29	175726.19

III.4.2 Scénario 2

Dans ce scénario, la conception optimale du système TES est étudiée en fonction de la variation du diamètre intérieur des tubes. L'objectif principal est d'évaluer l'effet du diamètre intérieur sur la longueur et le nombre de tubes du TES ainsi que la variation de la VAN. Nous supposons des contraintes qui fixe la longueur (L) et le nombre de tubes du TES respectivement entre $20 < L < 100$ et $30 < N < 100$. En outre, nous avons supposé que, $d_a = 8 \times d_i$ et $Q = 1$ MWh. Le tableau III-3 montre les effets de la variation du diamètre intérieur sur la conception optimale du TES en ce qui concerne la longueur et le nombre de tubes qui maximisent la VAN. On constate qu'en augmentant le diamètre intérieur, la longueur et le nombre de tubes diminue d'une manière significative, ce qui pénalise la VAN. Ces résultats valident la nécessité d'adopter un système de prise de décision pour concevoir de manière optimale la géométrie du TES.

Tableau III-3 Effet de la variation du diamètre intérieur sur la conception optimale du TES

d_i (m)	Valeur optimale de L (m)	Valeur optimale de N	VAN (€)
0.015	44.20	51.58	175678.89
0.016	38.50	52.04	175578.89
0.017	36.15	49.06	175398.32
0.018	32.18	49.14	175252.14
0.019	32.14	44.25	175554.21
0.02	30.16	42.57	175509.24

III.4.3 Scénario 3

Dans le scénario 3, la conception optimale du système TES est analysée en fonction de la variation du diamètre du matériau du stockage. L'objectif est d'étudier l'effet du diamètre de matériau de stockage sur la longueur et le nombre de tubes du TES ainsi que la variation de la VAN. Dans ce scénario, nous avons supposé des contraintes qui fixe la longueur (L) et du nombre de tubes du TES respectivement entre $20 < L < 140$ et $60 < N < 160$. En outre, nous avons supposé que $d_i = 0,008$ m et $Q = 1$ MWh. Le tableau III-4 montre la variation des paramètres de conception optimale de TES en fonction du diamètre de l'unité de

stockage. On constate que l'élévation du diamètre de l'unité de stockage affecte fortement la VAN (augmente rapidement).

Tableau III-4 Variation de la conception optimale du TES en fonction du diamètre de l'unité de stockage

da (m)	Valeur optimale de L (m)	Valeur optimale de N	VAN (€)
0.096 (di*6)	60.84	59.32	176920.74
0.112 (di*7)	49.69	52.96	176170.45
0.128 (di*8)	39.95	50.14	175531.02
0.144 (di*9)	32.04	49.19	175055.27
0.16 (di*10)	29.53	43.21	175160.20

III.4.4 Scénario 4

Ce scénario analyse l'effet de la variation du nombre de tube sur la VAN. On fixe chaque fois le nombre de tube et on calcule la valeur optimale de la longueur et la VAN relatif à cet investissement. Les contraintes limitent l'intervalle de variation de L par ($20 < L < 100$). En outre, nous considérons que $d_a = 8 \times d_i$, $d_i = 0,008$ met $Q = 1$ MWh. Les résultats sont indiqués dans le tableau III-5. On constate que la longueur du TES diminue avec l'élévation du nombre de tubes, mais cela n'a pas influencé significativement la VAN (figure III-24).

Tableau III-5 Variation de la longueur optimale et de la VAN selon la variation du nombre de tubes

N	Valeur optimale de L (m)	VAN (€)
N=30	66.87	175674.16
N=40	50.15	175721.44
N=50	40.12	175753.50
N=60	33.43	175777.01
N=70	28.65	175795.13
N=80	25.07	175809.62

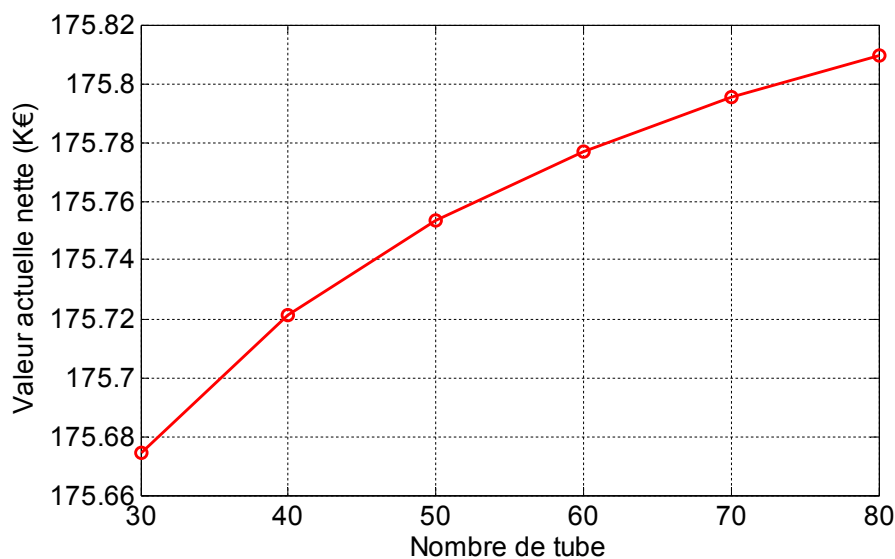


Figure III-24 Valeur de VAN en fonction du nombre de tube

III.4.5 Scénario 5

Dans le scénario 5, la conception optimale du système TES est étudiée en fonction de la variation de la quantité d'énergie disponible. L'objectif principal est d'évaluer l'effet de l'énergie disponible sur la longueur, le nombre de tubes du TES et sur la VAN. On suppose que les contraintes qui fixent la longueur (L) et le nombre de tubes (N) du TES sont respectivement entre $20 < L < 200$ et $30 < N < 200$. En outre, nous avons supposé que $d_a = 8 \times d_i$ et $d_i = 0,008$ m. Le tableau III-6 montre les effets de la variation d'énergie disponible sur la conception optimale du TES en ce qui concerne la longueur et le nombre de tubes qui maximisent la VAN. On constate qu'en augmentant l'énergie maximale disponible, la longueur, le nombre de tubes, ainsi que la VAN augmentent de manière significative (figure III-25). On constate que lorsque l'énergie disponible est supérieure à 5 MWh, la longueur et le nombre de tubes prennent des valeurs élevées qui limitent l'installation de TES avec cette géométrie dans des cas réels.

Tableau III-6 Effets de variation d'énergie disponible sur la conception optimale de TES

Q maximum (MWh)	Valeur optimal de L	Valeur optimale de N	VAN (€)
1	39.95	50.14	175531.02
5	92.47	108.43	879090.44
10	125.63	159.46	1756843.62
15	158.75	189.42	2637568.66
20	186.20	215.3	3516394.46
25	211.26	237.29	4397399.55

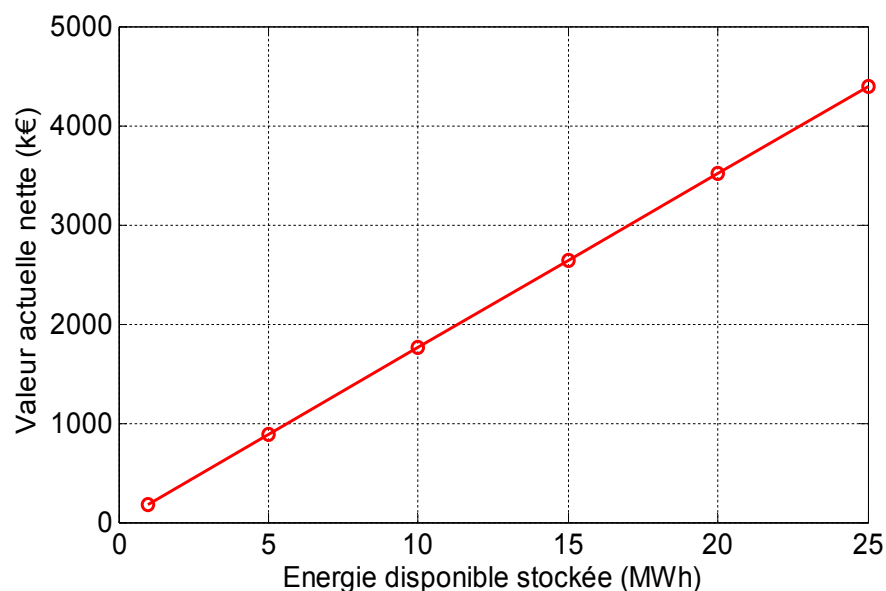


Figure III-25 Valeur de VAN en fonction l'énergie stockée

III.5 Conclusion

Un système d'aide à la décision est présenté et testé pour aider les décideurs et les ingénieurs dans la phase de processus de la planification et de la conception optimales des futurs systèmes TES. Il est basé sur un problème d'optimisation avec contrainte pour concevoir de manière optimale les variables de géométrie, cette optimisation maximise la

valeur actuelle nette (VAN) associées à l'investissement de conception du système (TES) sur un horizon temporel donné. Le modèle de décision proposé présente une méthodologie réaliste et pratique considérant différents aspects cruciaux pour faire face à l'un des principaux problèmes dans un TES, il consiste à répondre aux problèmes d'offre/demande imprévisibles, en déterminant une taille optimale du TES. De cette manière on maximise la VAN qui apporte les bénéfices au système de stockage et réduit les coûts fixes et variables détaillés sur un horizon temporel choisi. Les performances et l'efficacité du système d'aide à la décision proposé sont étudiées par des scénarios représentatifs. Les études numériques démontrent l'utilité et l'efficacité du modèle proposé.

Chapitre IV Choix des matériaux pour une conception optimale du système de stockage thermique des CSP

IV.1 Introduction

Un système de stockage thermique dans un solide comme le béton est considéré comme une solution efficace qui répond aux besoins énergétiques lors du coucher du soleil, il peut augmenter considérablement les heures de production d'électricité des stations CSP. Or, les technologies de stockage de la chaleur sensible doivent répondre à plusieurs exigences comme la densité énergétique élevée, le transfert efficace de la chaleur entre le fluide et le solide, la stabilité mécanique et chimique des matériaux de stockage, de faibles pertes thermiques et moins cher. Dans ce sens, plusieurs travaux de recherche ont été effectués portant essentiellement sur le test de nouveaux matériaux qui répondront à ces exigences, mais le choix d'un matériau adéquat qui respectera les performances thermiques et le faible coût reste un problème important à résoudre. Cette partie essaie de combler cet important fossé, sa principale contribution est de proposer un modèle d'aide à la décision qui vise à déterminer les choix des matériaux solides et de tubes de transfert de chaleur optimaux tout en maximisant la valeur actuelle nette.

IV.2 Modèle de stockage de l'énergie thermique

IV.2.1 Description du système

Le système de stockage est constitué des tubes de transfert de chaleur encastrés en parallèles dans le matériau de stockage pour permettre l'écoulement de fluide. Les tubes sont séparés par le matériau solide de stockage avec des distances entre les axes des tubes déterminées d_a . Le modèle physique de l'unité de stockage et les paramètres décrivant sa géométrie est présentée dans la figure IV-1, le système de TES est considéré constituer de plusieurs unités de stockage, un élément de stockage est considéré comme un cylindre foré de matériau de stockage de diamètre d_a en contact avec un tube de diamètre intérieur d_i . Le milieu de stockage est ainsi caractérisé par la conductivité thermique des matériaux investis, la capacité calorifique spécifique et la densité.

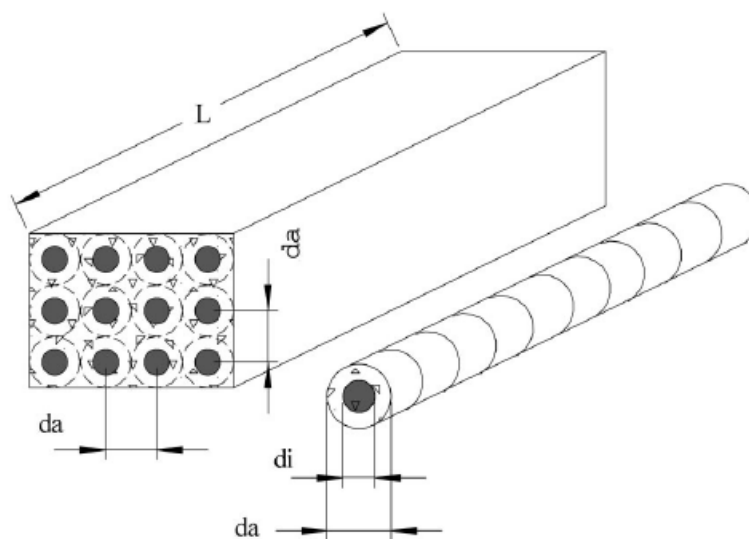


Figure IV-1 Modèle physique de TES (Tamme.R 2004)

IV.3 Modélisation mathématique du système TES

Pour simplifier les calculs concernant la modélisation du système choisi dans notre étude, nous supposons que :

- Le fluide entre à une température et une capacité calorifique constantes ;
- La géométrie des tubes est symétrique ;
- La conduction axiale dans le fluide est négligeable ;
- L'huile est considérée comme source d'énergie infinie pendant la période de charge et de décharge.

Un modèle simplifié a été sélectionné pour calculer la température d'une section du milieu de stockage (Salomoni.V.A 2014):

$$T(t)|_{r=r_a} = T_{ing} + (T_{ini} - T_{ing}) \cdot \exp\left(-\frac{t-t_d}{R_s.C}\right) \quad (IV.1)$$

Où

$$t_d = \frac{(r_a - r_i)^2}{13.k_h} \quad (IV.2.a)$$

$$C = \rho \cdot C_p \cdot \pi \cdot (r_a^2 - r_i^2) \cdot L \quad (IV.2.b)$$

$$R_s = \frac{1}{2\pi r_i L h_h} + C_3 \frac{\log\left(\frac{r_a}{r_i}\right)}{2\pi L k_h} \quad (IV.2.c)$$

Avec :

T_{ini} Température initiale du fluide,

T_{ing} Température d'équilibre du fluide et du solide,

C terme de capacité pour la section considérée,

R_s Terme de résistance thermique donné par la résistance due à l'échange convectif sur la surface et par la conductivité interne solide,

h_h Coefficient de transfert de chaleur estimé compte tenu du nombre de Nusselt pour un régime laminaire,

L longueur de stockage,

$C_3 = 0,72$ coefficient correctif empirique calibré à partir de la comparaison avec les résultats du modèle obtenue par éléments finis (Salomoni.V.A 2014).

IV.4 Formulation d'un procédé d'optimisation

IV.4.1 Paramètres d'entrée et variables de décision

Le modèle de décision proposé comprend un certain nombre de paramètres d'entrée comme les caractéristiques thermo-physiques et techniques des matériaux solides et de tubes de transfert de chaleur ainsi que les paramètres géométriques du système de stockage nécessaires pour caractériser les processus de charge et de décharge de l'énergie thermique. En général, la conception d'un système TES est un processus décisionnel multicritère dans lequel la sélection de matériaux solides, de tubes de transfert de chaleur et d'autres composants du système TES doit être effectuée à l'aide d'un outil de simulation multicritère. L'objectif principal est de présenter une méthodologie pratique pour évaluer les coûts d'investissement pour l'installation des systèmes TES dans une centrale solaire à haute température sur un horizon temporelle donnée.

Dans notre étude de conception, l'objectif est de trouver une combinaison optimale entre un matériau solide et un tube de transfert de chaleur parmi une sélection de choix. On définit les variables de décision binaire $\xi_{(m,k)}$ pour $m = 1, \dots, M$; $K = 1, \dots, K$ où $\xi_{(m,k)} = 1$ si le $m^{\text{ième}}$ milieu solide est choisi pour le $k^{\text{ième}}$ tube de transfert de chaleur et $\xi_{(m,k)} = 0$ dans le cas contraire.

IV.4.2 Fonction objective

L'objectif de la conception est de sélectionner des milieux solides adéquats avec le tube de transfert thermique optimal correspondant. Plus précisément, nous visons à maximiser les bénéfices et les revenus d'investissement qui dépendent des caractéristiques thermophysiques des matériaux et des paramètres de conception du système TES. La fonction objective à maximiser est la valeur actuelle nette (VAN) définie par :

$$VAN = \sum_{k=1}^K \sum_{m=1}^M \xi_{m,k} \left(-C_{fix}^{m,k} + \sum_{t=0}^{T-1} \frac{B_{ben,t}^m - C_{var,t}^{m,k}}{(1+r)^t} \right) \quad (IV.3)$$

$$\text{Avec } m=1, \dots, M, k=1, \dots, K$$

Où $C_{fix}^{m,k}$, $B_{ben,t}^m$ et $C_{var,t}^{m,k}$ représentent respectivement les coûts fixes, total des bénéfices annuels et les coûts variables totaux. T représente les années totales d'investissement et r le taux d'actualisation. Des modèles détaillés pour quantifier ces valeurs sont décrits ci-après. En particulier, total des bénéfices annuels $B_{ben,t}^m$ sont définis par:

$$B_{ben,t}^m = C_{red} Q_{tot,t}^m \quad (IV.4)$$

Où $Q_{tot,t}^m$ est l'énergie thermique annuelle totale déchargée du système TES et C_{red} représente le coût de réduction unitaire du coût final du kWh électrique produit par la centrale solaire en cas d'installation du système TES. En supposant un cycle de décharge par jour et en considérant les pertes de chaleur, $Q_{tot,t}^m$ est donnée par (Jian.Y 2015):

$$Q_{tot,t}^m = 365N Q_{dis}^m - Q_{los}^m \quad (IV.5)$$

Où N est le nombre de tubes de transfert de chaleur,

$Q_{dis}^m = \rho_{s,m} c_{ps,m} (T_{s,int}^m - T_{e,end}^m)$ (IV.6) est l'énergie déchargé dans un cycle par une unité de stockage, $\rho_{s,m}$ est la densité du matériau solide, $c_{ps,m}$ est la chaleur spécifique, $T_{s,int}^m$ est la température initiale du module de stockage, $T_{e,end}^m$ est la température du solide à la fin de la période de décharge et Q_{los}^m est la chaleur perdue par module de stockage.

Les pertes de chaleur du module de stockage sont indiquées par (Jian.Y 2015):

$$Q_{los}^m = \frac{0.21}{1000} \left((\bar{T}_{s,m} - T_{amb})^{1.201} \right) t_{dis,m} (4N^{0.5} d_a L + 2N d_a^2) \quad (IV.7)$$

Où

$\bar{T}_{s,m}$ est la température moyenne du matériau solide,

T_{amb} est la température ambiante,

L est la longueur de l'unité de stockage de la chaleur

$t_{dis,m}$ est le temps de décharge.

Les coûts variables $C_{var,t}^{m,k}$ sont définis comme un pourcentage des coûts fixes et des Bénéfices liés à l'énergie thermique stockée, et s'écrit:

$$C_{var,t}^{m,k} = \eta B_{ben,t}^m + \xi C_{fix}^{m,k} \quad (IV.8)$$

Les coûts fixes $C_{fix}^{m,k}$ comprennent le milieu solide (C_{mat}^m), les tubes de transfert de chaleur (C_{tub}^k) et les coûts d'isolation (C_{ins}). L'équation générale des coûts fixes est donnée par :

$$C_{fix}^{m,k} = C_{mat}^m + C_{tub}^k + C_{ins} \quad (IV.9)$$

Chaque terme peut être calculé comme indiqué par (Jian.Y 2015):

$$C_{mat}^m = NL\rho_{s,m}\frac{\pi}{4}(d_a^2 - d_i^2)C_{s,m} \quad (IV.10.a)$$

$$C_{tub}^k = NL\pi(d_h^2 - d_i d_h)\rho_{tub,k}C_{tub,k} \quad (IV.10.b)$$

$$C_{ins} = (4N^{0.5}d_a L + 2Nd_a^2)C_i \quad (IV.10.c)$$

Où

- C_{tub}^k est le coût par unité de masse des tubes de transfert de chaleur;
- C_{mat}^m est le coût par unité de masse du matériau de stockage;
- C_{ins} est le coût par unité de surface du matériau isolant;
- d_i et d_h sont respectivement le diamètre du tube intérieur et l'épaisseur de tube de transfert de chaleur.

IV.5 Résultats et discussion de la simulation

IV.5.1 Configuration de la simulation

Le cadre d'optimisation proposé peut être appliqué à plusieurs matériaux et tubes de transfert de chaleur, il détermine la combinaison optimale qui maximise la valeur actuelle nette (VAN) relatif à l'investissement de conception d'un système TES. On se limite dans notre étude à six matériaux solide et trois tubes de transfert dont les paramètres thermo-physiques et techniques sont présentés dans le tableau IV-1. On note qu'il est possible d'élargir l'étude et sélectionner plusieurs combinaisons. Le modèle de décision proposé a été résolu grâce au logiciel Lingo.

Tableau IV-1 Caractéristiques thermiques des matériaux et paramètres de coûts connexes

	Symbole	Matériaux	Conductivité (W/m.k)	Capacité calorifique (J/kg.k)	Densité (kg/m ³)	Prix par kg (€/kg)
Matériaux solides	M1	Concrete HT	1.35	916	2750	0.08
	M2	Cofalit	2.7	860	3120	0.01
	M3	Silica fire bricks	1.5	1000	1820	0.92
	M4	Magnesia fire bricks	5	1115	3000	0.92
	M5	Reinforced concrete	1.5	850	2200	0.05
	M6	Alumina with 1% nano-ZrO ₂	0.627	906	2149	0.1
Tubes	T1	Carbon steel	51.9	472	7850	2.2
	T2	Cast steel	40	600	7800	4.61
	T3	Cast iron	37	560	7200	0.92

IV.5.2 Simulation du fonctionnement du système TES

Cette section examine le fonctionnement du système TES en fonction des matériaux sélectionnés, en particulier dans les modes de charge et de décharge. Dans cette simulation,

nous avons supposé que le diamètre intérieur de tube $d_i = 0,04$ m, le diamètre de matériau solide $d_a = 0,16$ m et leurs longueurs $L = 100$ m. En plus, le temps de décharge est calculé pour chaque matériau (M1 à M6) entre $390\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $350\text{ }^{\circ}\text{C}$.

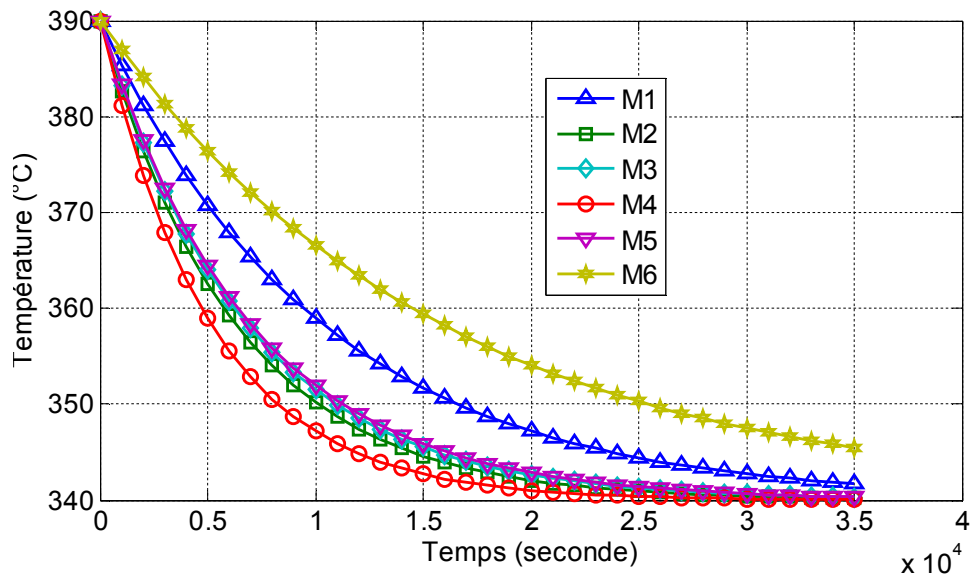


Figure IV-2 Variation de la température des supports solides pendant le mode de décharge

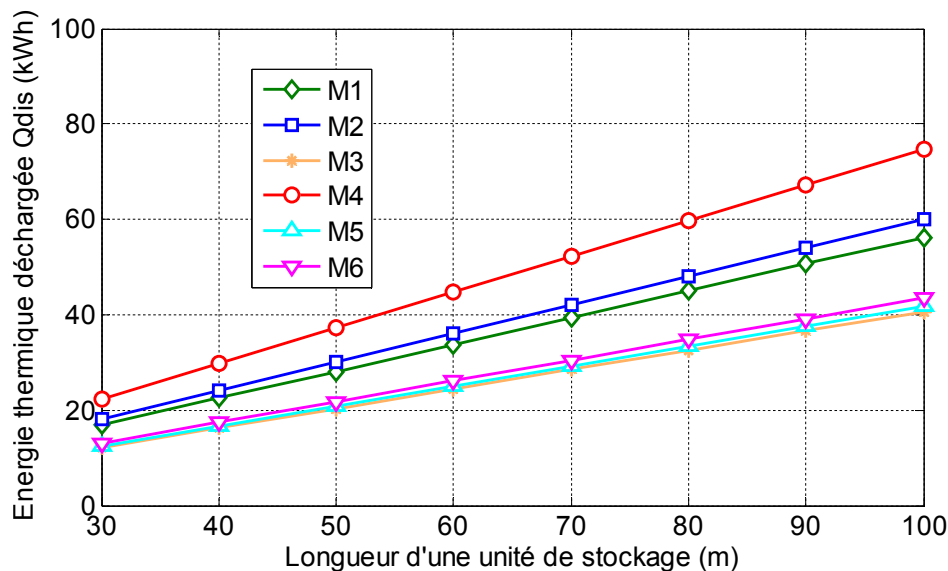


Figure IV-3 Energie thermique déchargée pour une unité de stockage

La figure IV-2 représente la variation de la température pendant la phase de décharge en fonction du matériau sélectionné pour une distance de $d_a/2$ du tube d'une unité de stockage. On remarque que les tendances de la variation de la température montrent des comportements différents des différents matériaux. La température du milieu solide M4 par exemple chute rapidement et atteint la température minimale autorisée de $350\text{ }^{\circ}\text{C}$ pendant un temps de décharge d'environ 2 heures. Tandis que le matériau M6 libère progressivement son énergie avec un temps de décharge égale à environ 7 heures. On remarque aussi que les matériaux M2, M3, M4 et M5 présentent en général une tendance de variation similaire par rapport à M1 et M6 qui semblent avoir un processus de libération d'énergie plus lente.

Les figures IV-3 et IV-4 représentent respectivement l'énergie thermique déchargée pour une unité de stockage en fonction de la longueur de stockage de chaleur et de la température moyenne des matériaux solides. On remarque que la température du matériau M4 est la plus élevée avec une température moyenne égale environ 384 °C. Le temps de décharge des matériaux sélectionnés est illustré dans la figure IV-5. On constate que pour une longueur de 100m, le temps de décharge le plus bas est observé pour le matériau M4, ceci est dû principalement à sa conductivité et sa capacité calorifique la plus élevée.

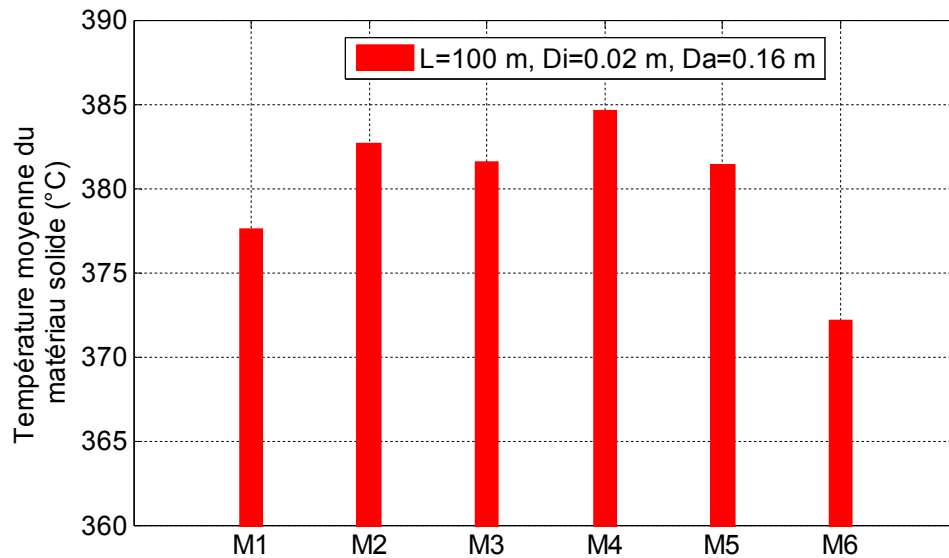


Figure IV-4 Température moyenne du milieu solide pour une unité de stockage

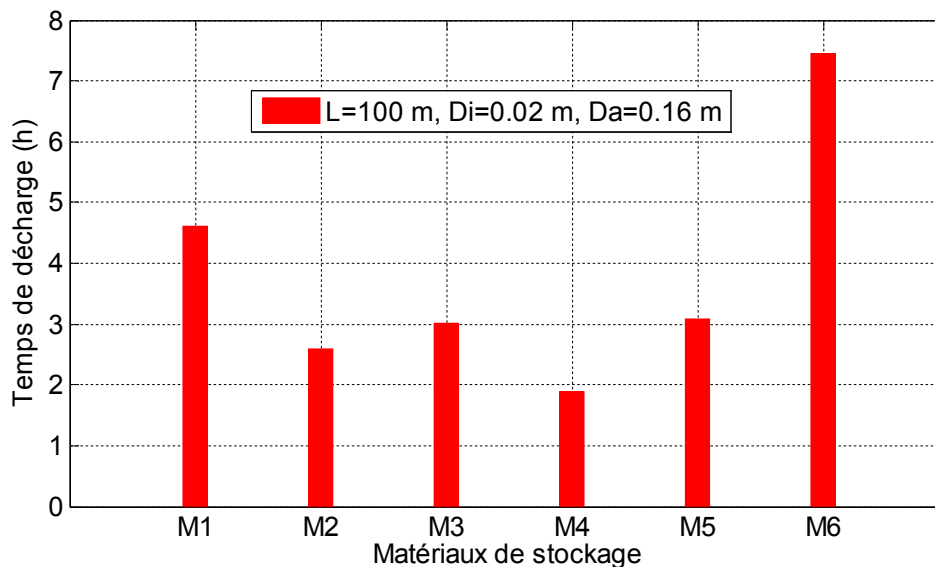


Figure IV-5 Temps de décharge

IV.5.3 Influence des paramètres de conception sur le coût du système de stockage

Cette section présente l'analyse des effets de plusieurs paramètres de conception sur le coût d'investissement. En effet, le coût des matériaux solide augmente avec l'élévation de la longueur du module de stockage (figure IV-6). On remarque ainsi que les matériaux M3 et M4 présentent des couts élevés en comparaison avec les autres matériaux, ceci est dû principalement à leurs couts unitaires. La figue IV-7 montre l'effet du diamètre intérieur sur le coût des matériaux de stockage. On constate qu'en augmentant le diamètre intérieur,

les coûts des matières solides diminuent progressivement. Ceci est principalement dû au fait qu'en augmentant le diamètre intérieur, la masse et la taille occupée par le matériau solide décroissent rapidement.

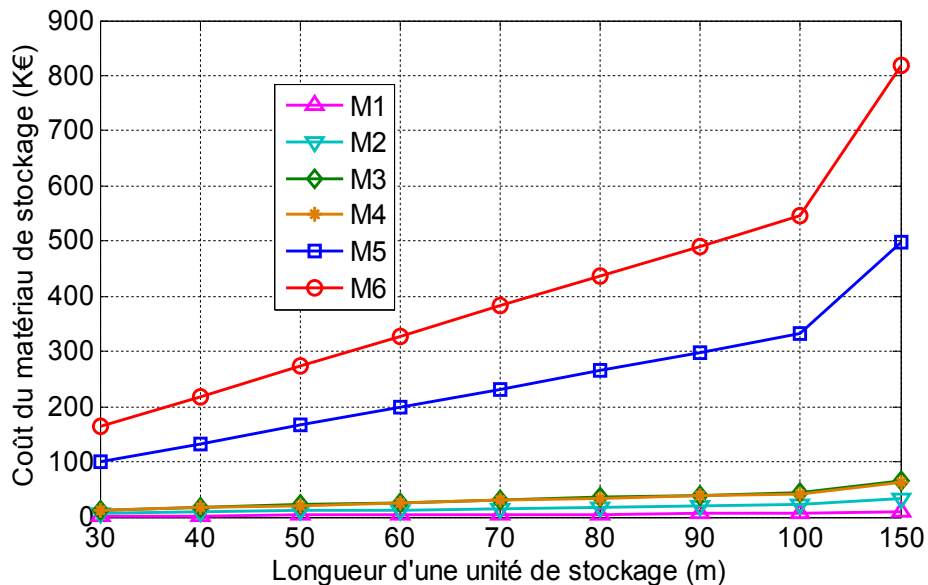


Figure IV-6 Impact de la longueur sur le coût du matériau de stockage

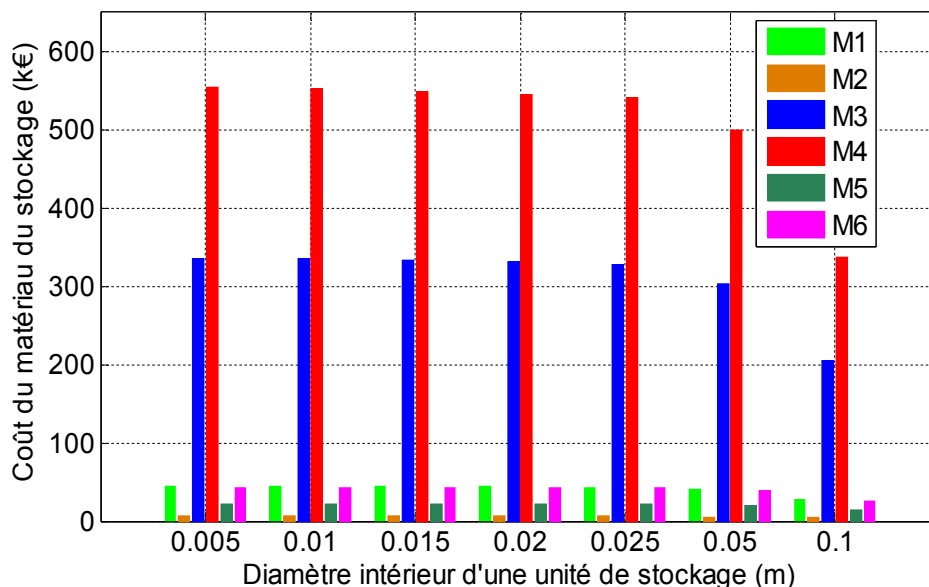


Figure IV-7 Impact du diamètre interne sur le coût du matériau de stockage

Les influences de la longueur du module de stockage et du diamètre interne sur les coûts des tubes de transfert de chaleur sont rapportées dans les figures IV-8 et IV-9. Dans les deux cas, les coûts des tubes présentent une élévation considérable. Cependant, on peut voir que le diamètre intérieur a plus d'effet sur l'augmentation des coûts de matériau des tubes de transfert de chaleur.

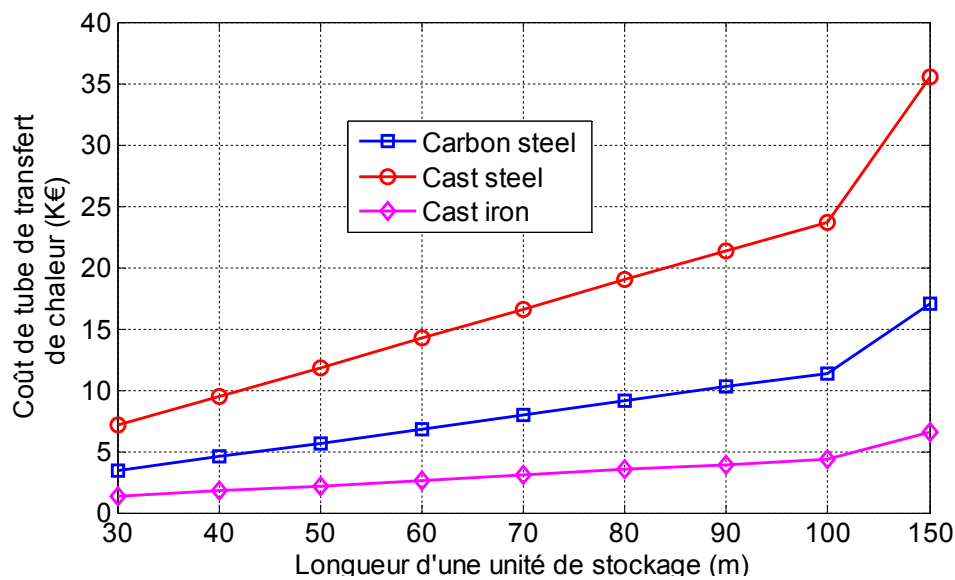


Figure IV-8 Impact de la longueur du système de stockage sur le prix des tubes

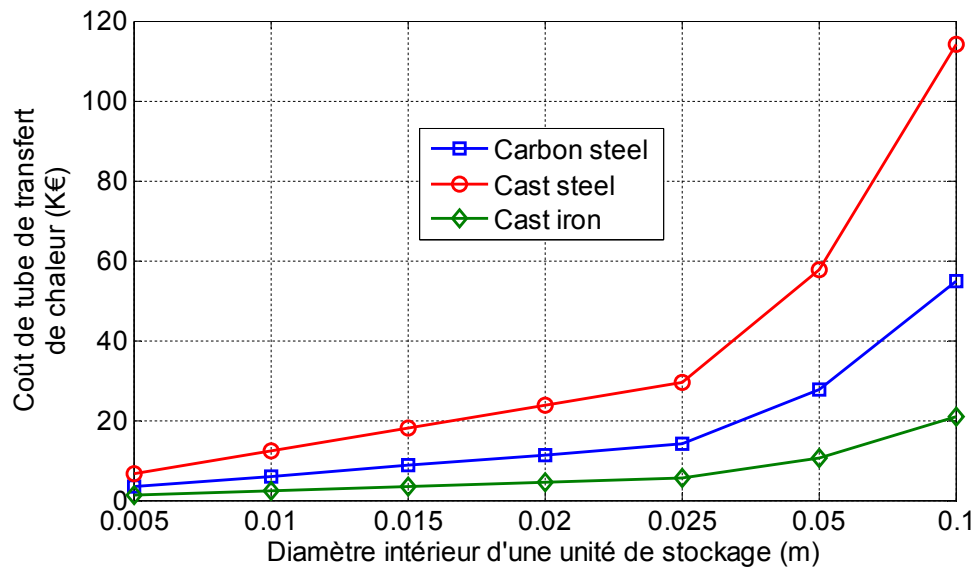


Figure IV-9 Impact du diamètre intérieur sur le prix de tube de transfert

IV.5.4 Résultats d'optimisation

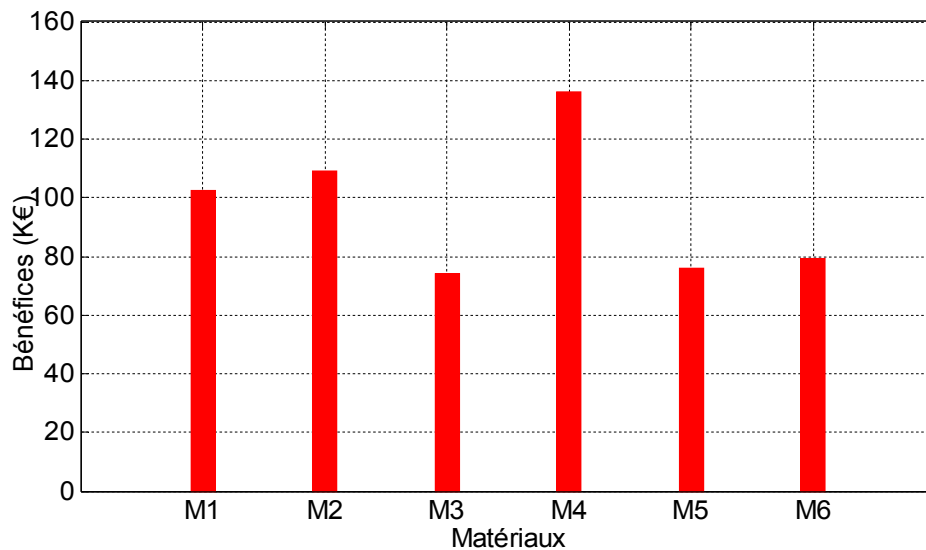


Figure IV-10 Bénéfices relatives à la décharge du système de stockage

Les bénéfices liés à la conception d'un système de stockage sont considérés comme étant une réduction du cout de production d'énergie électrique. Dans notre modèle d'optimisation, on a supposé que l'installation dudit système de stockage va apporter 20 % de réduction du coût totale de l'énergie électrique. Les bénéfices liés au processus de décharge de l'énergie thermique sont présentés dans la figure IV-10. Les bénéfices élevés sont obtenus dans le cas du milieu solide M4 avec une valeur de 136 [k €]. Il convient de mentionner que les bénéfices sont affectés par le coût de réduction unitaire, la taille et la capacité de la centrale solaire.

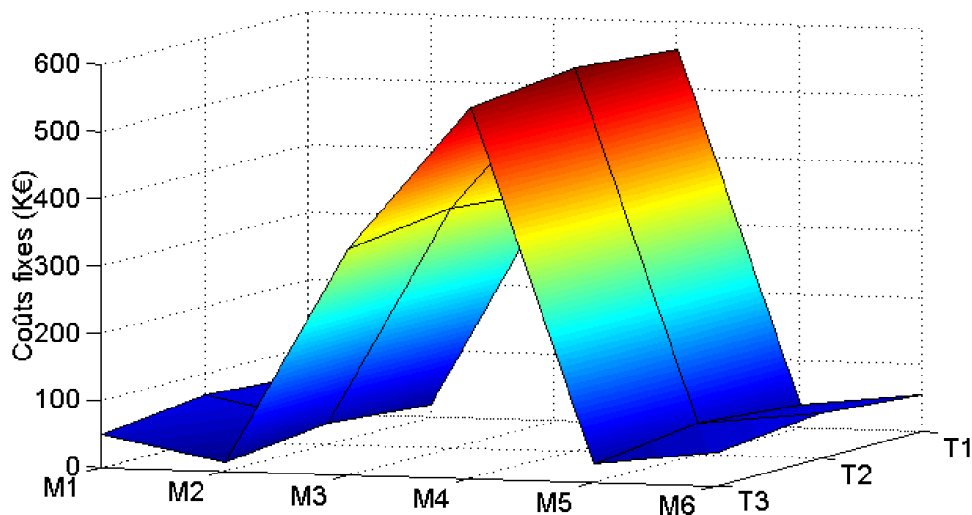


Figure IV-11 Résultats des Coûts fixes

Les coûts fixes sont limités dans ce travail au matériau solide, aux tubes de transfert de chaleur et aux coûts d'isolation. Les coûts fixes relatifs aux six milieux solides et aux trois matériaux de tubes de transfert de chaleur sont indiqués sur la figure IV-11. On remarque que le maximum est atteint pour la combinaison (M4, T2) avec une valeur égale à 571 [k €], alors que le minimum de 12 [k€] est obtenu pour la combinaison (M2, T3). On peut conclure que les coûts fixes sont fortement affectés par les coûts des matériaux solides.

Les résultats du modèle d'optimisation appliqué aux matériaux choisis sont présentés dans la figure IV-12. La solution optimale qui maximise la VAN associée à l'investissement de conception du TES sur un horizon temporel défini est donnée par la combinaison (M2, T3) avec une valeur égale à 1059 [k €]. La solution optimale était inattendue puisque le TES avec M4 montre les plus hauts bénéfices et la plus haute capacité de décharge. Ce cas prouve que la sélection optimale des matériaux doit tenir compte des critères économiques en plus des caractéristiques thermiques élevées. Par conséquent, il n'est pas toujours nécessaire de choisir des matériaux solides avec une conductivité et performance thermique élevées pour obtenir un système TES optimal.

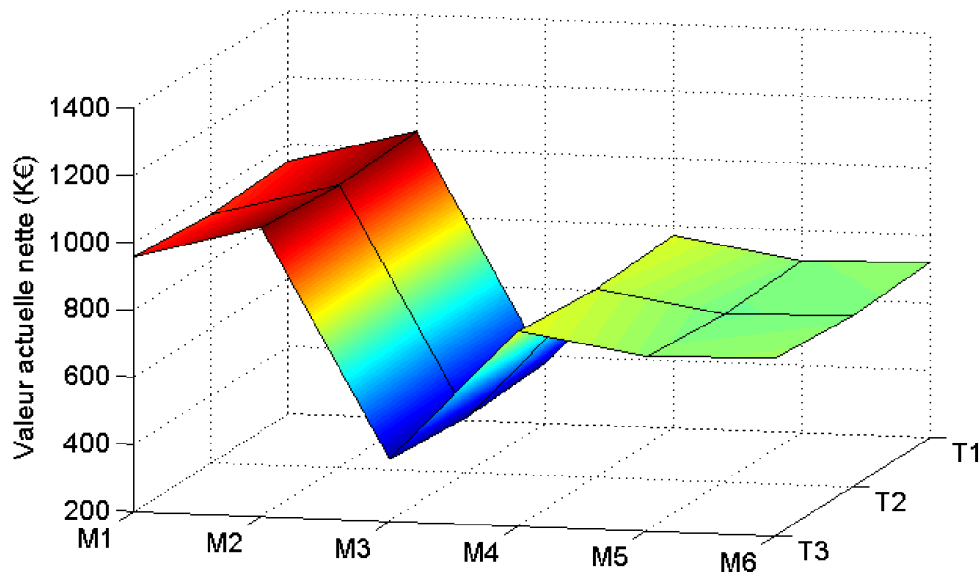


Figure IV-12 Résultats de la valeur actuelle nette

IV.5.5 Influence des paramètres de conception sur la VAN

Dans cette section nous avons considéré que le système de stockage est composé de la combinaison optimale des matériaux (M2,T3) selon la section précédente. Nous allons accorder une grande attention à l'influence du taux d'actualisation, de la longueur et du diamètre intérieur des unités de stockage sur les revenus d'investissement. Cela peut nous apporter des informations précieuses qui pourraient aider dans la phase de conception et de prise de décision. La variation de la VAN selon le taux d'actualisation est illustrée dans la figure IV-13 en considérant $d_i=0.08$ m, $d_a = 0.16$ m, $L = 100$ m et $N = 100$. L'évolution de la courbe montre une forte variation de la VAN entre 1349 et 671 [k€] observée respectivement pour les taux d'actualisation de 5 et 15 %. On constate que la VAN diminue rapidement lorsque le taux d'actualisation augmente.

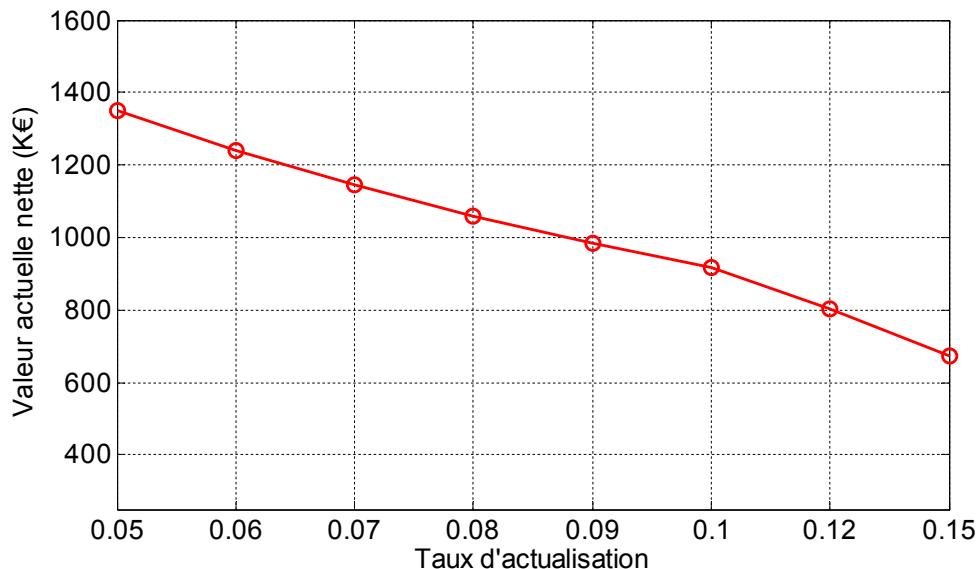


Figure IV-13 Variation de la VAN selon le taux d'actualisation

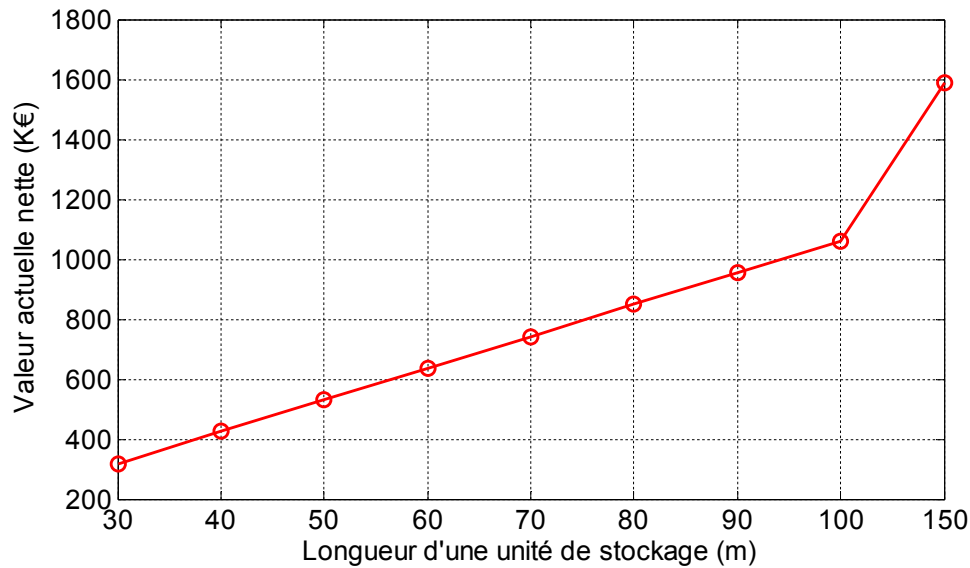


Figure IV-14 Impact de la longueur de stockage de la chaleur sur la VAN

L'impact de la longueur de stockage de la chaleur sur la VAN est indiqué dans la figure IV-14 en prenant $d_i=0.08$ m, $d_i = 0.16$ m et $N = 100$. La figure montre que la VAN est fortement affectée par la variation de la longueur de stockage de la chaleur. A titre d'exemple, une augmentation de la longueur de stockage de 10 m augmente la VAN de 106 [k €].

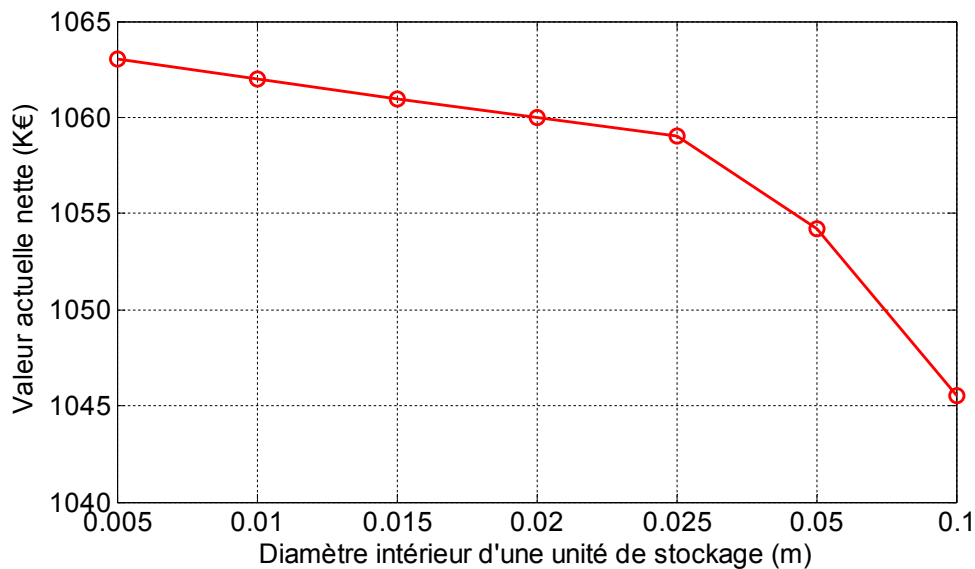


Figure IV-15 Effet du diamètre intérieur sur la VAN

La figure IV-15 montre les effets du diamètre intérieur sur la VAN. On voit que la VAN réagit rapidement à la variation du diamètre intérieur. La VAN atteint un maximum de 1063 [k€] et un minimum de 1045 [k€] respectivement pour les diamètres intérieurs de 0,005 m et de 0,1 m. La VAN est plus élevée pour de petites valeurs du diamètre intérieur, ceci peut être justifié par le fait que lorsque l'on augmente le diamètre intérieur, le volume du milieu solide est réduit, c'est à dire l'énergie thermique stockée est réduite, par conséquent, les bénéfices devraient être minimisés. En conclusion, il est essentiel de trouver la combinaison appropriée et optimale des paramètres de conception garantissant une performance élevée avec le minimum de coûts d'investissement.

IV.6 Conclusion

Une approche de planification durable pour aider les décideurs sur la conception des systèmes TES à partir du point de vue des coûts des matériaux et des investissements est présentée et discutée en détail. Le cadre proposé vise à maximiser la VAN du TES qui prend en compte les avantages de stockage et les coûts fixes et variables détaillés sur un horizon temporel choisi. Le cadre d'optimisation de la planification proposé présente une méthodologie réaliste et pratique en tenant compte des différents aspects cruciaux pour aider les décideurs dans le processus décisionnel de planification et de conception optimales des installations futures du système TES. La performance et l'efficacité du cadre de conception proposé sont analysées par des études de cas représentatives sur différents supports de stockage et matériaux de tubes de transfert de chaleur. Des études numériques démontrent l'utilité et l'efficacité du modèle de décision proposé. Le cadre proposé peut tenir compte de différentes contraintes pratiques (par exemple, le nombre de tubes de transfert de chaleur, la longueur et le diamètre de l'unité de stockage et quantifier leur impact sur les décisions.

Chapitre V Conception optimale d'un système de stockage à lit de roche

V.1 Principe de fonctionnement

Les centrales solaires ont montré en général une plus grande efficacité en termes de conversion de l'énergie à faible coût. Il existe un grand intérêt dans la construction des centrales thermiques solaires comme sources d'énergie propres et renouvelables. Les températures typiques des fluides de travail mises en œuvre dans les centrales solaires atteignent quelques centaines de degrés Celsius et permettent d'économiser l'énergie de pointe de 40 %. L'électricité provenant des centrales solaires est encore coûteuse que celle des centrales thermiques traditionnelles et la réduction du coût est une question importante à aborder. En outre, l'énergie solaire dépend de la lumière du soleil qui est disponible moins de 12 heures par jour et des pics à midi. La demande d'électricité est généralement maximale l'après-midi au début de la soirée pendant les étés, et tôt le soir en hiver. D'où la nécessité que les centrales solaires prolongent le temps de fonctionnement jusqu'au soir. Une des façons à résoudre ce problème consiste à construire des systèmes de stockage de l'excès d'énergie en tant que chaleur pendant les heures de pointe de la lumière du soleil pour une réutilisation pendant les heures pointe de la demande. Le stockage de chaleur dans les centrales solaires peut également servir à stabiliser les fluctuations des sources de chaleur dû à des changements climatiques.

Des études ont montré que les systèmes de stockage de chaleur thermocline offrent le moindre coût en matière de stockage d'énergie. Ce système de stockage thermocline, comme le stockage à deux réservoirs, peut fonctionner de manière directe ou indirecte. Utilisant un réservoir unique considérablement peu coûteux.

Par ailleurs, il existe un grand intérêt à la technologie de stockage dans des lits de roche par effet thermocline, il existe quelques exemples marquants de la mise en place d'un tel système de stockage pour les centrales solaires à concentration, à savoir :

- Project Irrigation pump Coolidge, AZ, USA, installé dans l'année 1979, avec une Capacité de stockage de 3 MWhth, utilisant Caloria HT43 comme fluide de transfert de chaleur et occupant un volume de 113 m³ entre une plage de température de 200 et 228 °C.
- Project IEA-SSPS, Almería, Espagne, installé dans l'année 1985, avec une Capacité de stockage de 5 MWhth, utilisant Therminol 55 comme fluide de transfert de chaleur et occupant un volume de 200 m³ entre une plage de température de 225 et 295 °C.
- Project Solar One Barstow, CA, USA, installé dans l'année 1982, avec une Capacité de stockage de 182 MWhth, utilisant le granite et le sable comme matériaux de stockage parcouru par le fluide Caloria HT43 et occupant un volume de 3460 m³ entre une plage de température de 224 et 304°C.
- Project Sandia, AZ, USA, installé dans l'année 2002, avec une Capacité de stockage de 2,3 MWhth, utilisant le Quartzite et le sable comme matériaux de stockage parcouru par le fluide Solar Salt et occupant un volume de 44 m³ entre une plage de température de 290 et 390°C.

- Un dernier exemple est celui de (Lew.J. T. V 2011), réalisé en 2002, utilisant un solide composé de galets et parcouru par le fluide Xceltherm 600 dans un volume de $0,05 \text{ m}^3$ entre des températures de 22 et 127°C .

Le stockage par effet thermocline utilise un gradient thermique pour séparer la zone chaude de la zone froide. La figure V-1 présente le principe de la zone thermocline. Cette zone représente jusqu'à un tiers de la hauteur du réservoir, elle se déplace axialement suivant les phases charge/décharge. Le système de stockage est composé d'un réservoir isolé avec des orifices d'alimentation sur la partie supérieure et inférieure. Des diffuseurs, aux deux extrémités, permettent de conserver la stratification existante dans le réservoir et évitent ainsi les mélanges. Pour charger le système, le fluide chaud est introduit dans la partie supérieure du réservoir, s'écoule vers le bas à travers le lit de roche et s'évacue à travers le diffuseur de la partie inférieure. Durant cette étape, le fluide chaud permet d'élever la température des matériaux. Durant le déstockage du système, le sens de circulation du fluide est inversé et le fluide froid entre par la partie inférieure. Ce fluide est chauffé au fur et à mesure de sa circulation à travers les particules solides. Durant les phases charge/décharge, la zone thermocline se déplace jusqu'à la sortie du réservoir.

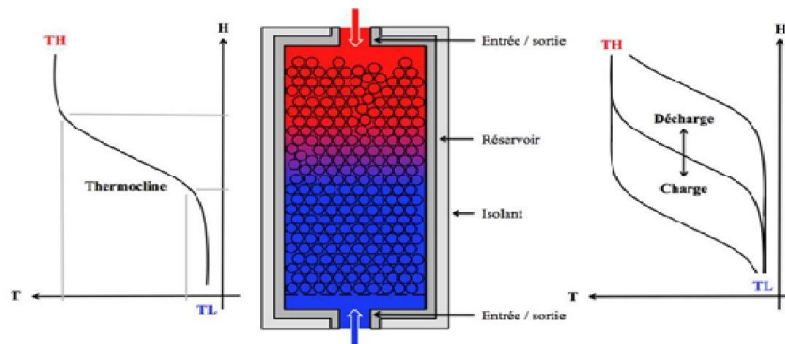


Figure V-1 Principe de fonctionnement du stockage thermocline sur lit de roche (Hoffmann 2015)

V.2 Choix de matériaux

Le tableau V-1 présente les propriétés thermo-physiques des matériaux solides de stockage et de fluide caloporteur couramment utilisés dans les réservoirs de stockage d'énergie thermique thermocline (lit de roche). En général, un matériel de stockage devrait posséder certaines caractéristiques et propriétés essentielles, à savoir :

- Grande capacité de stockage thermique du matériau par unité de volume et de masse ;
- Haute conductivité thermique dans les limites de température de fonctionnement ;
- Densité élevée ;
- Excellente capacité de charge/décharge avec un grand nombre de cycle de fonctionnement ;
- Fiabilité et stabilité thermiques à long terme, même après plusieurs milliers de cycles de fonctionnement ;
- Efficacité thermique et énergétique ;
- Faible autodécharge pour améliorer les performances de stockage de chaleur ;
- Stabilité chimique pour des longues périodes sans décomposition ;

- Non toxique, non explosif, faible potentiel de corrosion ou non réactif au milieu de transport de chaleur ;
- Compatible avec le matériau de construction du système de stockage, mécaniquement stable ;
- Faible coefficient de dilatation thermique ;
- Haute résistance à la rupture et haute résistance à la compression ;
- Faible Coût ;
- Faible impact environnemental.

Tableau V-1 Propriétés thermo-physiques des matériaux de remplissage solides et de fluide caloporteur couramment utilisés dans les lits de roche

Matériaux	ρ [kg/m ³]	C_p [J/kg-K]	ρC_p [MJ/m ³ -K]	k [W/m-K]	T _{min} °C	T _{max} °C	ϑ_f [m ² /s]
Matériaux solide de remplissage							
Reinforced Concrete	2200	850	1.87	1.5	200	400	
N4 Concrete	2250	1100	2.475	1.3	200	400	
High Temperature Concrete	2750	916	2.519	1.0			
Cast iron	7200	560	4.032	37	200	400	
Cast steel	7800	600	4.68	40	200	700	
Silica fire bricks	1820	1000	1.82	1.5	200	700	
Magnesia fire bricks	3000	1150	3.45	5	200	1200	
Castable ceramic	3500	866	3.031	1.35			
NaCl (solid)	2160	850	1.836	7	200	500	
Alumina porcelain	2700	880	2.376	2.1			
Graphite	1700	1900	3.23	200		>1500	
Quartzite	2620	620	1.624	3.4		>650	
Limestone	2700	670	1.809	2.5		>650	
Steatite	2680	1068	2.862	2.5		>550	
Cofalit	3120	860	2.683	2.7			
Granite	2893	845	2.445	3			
Fluide de transfert de chaleur							
Synthetic oils	850	2200	1.87	1		400	2.5 10 ⁻⁷
Solar Salt	1790	1500	2.685	0.5	290	590	1.1 10 ⁻⁶
Salt stream 700e	2000	760	1.52		200	700	5.0 10 ⁻⁶
LiF-NaF-KF	2000	1890	3.78	0.8	500	1000	4.0 10 ⁻⁶
Sodium (liquid)	820	1290	1.0578	60	285	873	3.6 10 ⁻⁷
Lead-Bismuth eutectic	9500	120	1.14	15	285	1650	1.6 10 ⁻⁷
Supercritical CO ₂ (80 bar, 600 k)	72	1140	0.082	0.04		>850	3.9 10 ⁻⁷
Pressurized air (20 bar, 600 K)	11.6	1056	0.0122	0.046		>1000	2.6 10 ⁻⁶

V.3 Description du modèle de lit de roche

Les particules de granite par exemple remplissent densément le réservoir cylindrique verticalement placé et les écoulements de fluide traversent les espaces entre les particules. L'unité simplifiée de lit de roche est illustrée dans la figure V-2, l'unité de stockage se compose d'un réservoir de hauteur H rempli de roches considérées uniforme de diamètre d_p .

Pour simplifier l'analyse, Les hypothèses suivantes sont utilisées :

1. Conduction de la chaleur dans la direction axiale du réservoir du fluide et du béton est négligée.
2. Propriétés thermiques du solide et du fluide sont invariables.
3. Absence de perte de chaleur du réservoir de stockage, en général, le réservoir TES est isolé thermiquement.

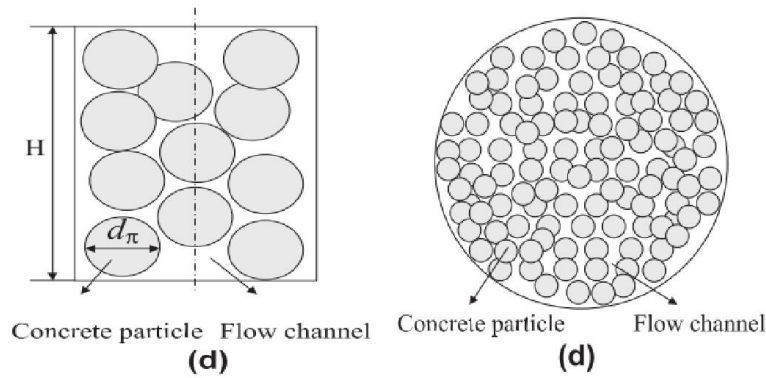


Figure V-2 Model théorique du réservoir de lit de roche (Ming Wua 2014)

V.4 Model théorique du réservoir de lit de roche

V.4.1 Equation et modèle mathématique

Dans le processus de charge et de décharge d'énergie, le matériau de remplissage et le fluide de transfert de chaleur auront une différence de température dans chaque position. A la fin du processus de charge ou de décharge, la température du fluide s'équilibrera avec la température du matériau. Le bilan énergétique de cette situation dans n'importe quelle position s'écrit (Peiwen Li 2012) :

$$\varepsilon \rho_f C_f T_{f-initial} + (1 - \varepsilon) \rho_s C_s T_{s-initial} = \varepsilon \rho_f C_f T_{f-final} + (1 - \varepsilon) \rho_s C_s T_{s-final} \quad (V.1)$$

Le bilan énergétique thermique du fluide dans le volume de contrôle dz est :

$$\varepsilon \rho_f \pi R^2 U (h_z - h_{z+dz}) + h S_s (T_s - T_f) dz = \varepsilon \rho_f C_f \pi R^2 dz \frac{\partial T_f}{\partial t} \quad (V.2)$$

Où la vitesse moyenne du fluide dans le lit de roche est :

$$U = \frac{\dot{m}}{\rho_f a_f} \quad (V.3)$$

Pour le bilan énergétique du matériau de remplissage dans un volume de contrôle dz , il est clair que le matériau capte ou cède de la chaleur vers ou à partir du fluide caloporteur, l'équation s'écrit :

$$h S_s (T_s - T_f) dz = -\rho_s C_s (1 - \varepsilon) \pi R^2 dz \frac{\partial T_s}{\partial t} \quad (V.4)$$

En utilisant les hypothèses citées en haut, on obtient finalement les équations énergétiques pour le fluide et le solide qui peuvent aussi être exprimées en équations de Schumann par les deux équations :

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} + v \frac{\partial T_f}{\partial z} = H_1(T_s + T_f) \quad (V.5)$$

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = -H_s(T_s + T_f) \quad (V.6)$$

Où T_s est la température du solide, T_f est la température du fluide, v est la vitesse intrinsèque du fluide, H_1 et H_s désignent les coefficients de transfert chaleur globale entre fluide et solide :

$$H_s = \frac{6h_{eff}}{\rho_s C_s d_p} \quad (V.7.a)$$

$$H_1 = \frac{6(1-\varepsilon)h_{eff}}{\rho_f C_f \varepsilon d_p} \quad (V.7.b)$$

V.4.2 Calcul du coefficient d'échange thermique

Le coefficient de transfert (h) s'exprime généralement par :

$$h = \frac{k.Nu}{d_p} \quad (V.8)$$

Où h est le coefficient de transfert de chaleur pour un écoulement laminaire et peut être déterminé à partir de (Ming Wua 2014) (Ben Xu 2012) :

$$Nu = 2 + 1.1Re^{0.6}Pr^{1/3} \quad (V.9)$$

$$Pr = \frac{C_f \cdot \mu_f}{k_f} \quad (V.10.a), \quad Re = \frac{\rho_f \cdot V_f \cdot d_p \cdot \varepsilon}{\mu_f} \quad (V.10.b)$$

μ : viscosité

V_f : vitesse intrinsèque du fluide (m/s).

V.4.3 Calcul du coefficient d'échange thermique corrigé

Comme il est déjà exprimé dans les parties précédentes, (Jeffreson 1972) a proposé un coefficient de transfert de chaleur corrigé qui tient en compte des gradients de température au sein des particules solides. Le facteur de correction est formulé en termes de nombre de Biot, illustré ci-dessous :

$$h_{\text{corrigé}} = \frac{h}{1 + Bi/5} \quad (V.11)$$

(Ben Xu 2012) a ensuite développé, pour un modèle unidimensionnel, l'expression de ce coefficient d'échange thermique pour des nombres de Biot très grands en utilisant la méthode "capacité thermique globale", il a ensuite vérifié la fiabilité de cette expression avec la solution analytique (Ozisik.M.N 1993), les résultats ont été trop satisfaisante dans la prédiction et l'analyse des systèmes de stockage d'énergie thermique, pour le modèle de stockage thermocline, objet de notre étude, le coefficient d'échange corrigé s'écrit :

$$h_{eff} = \frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{d_p/2}{5k_s}} \quad (V.12)$$

V.5 Optimisation avec contraintes

L'objectif d'optimisation est de maximiser la quantité d'énergie libérée ou stockée pour les contraintes du système. L'énergie libérée ainsi à partir de l'unité de stockage s'écrit sous la forme :

$$Q_{dis}^m = \rho_{s,m} c_{ps,m} \cdot V (T_{s,int}^m - T_{e,end}^m) \cdot \varphi \quad (V.13)$$

$$\text{Avec } \varphi = \frac{Q_{stockée}}{Q_{livrée}} = \frac{\rho_s c_s \cdot (T_{s,int}^m - T_{e,mean}^m)}{\rho_s c_s \cdot (T_{s,int}^m - T_{e,end}^m)} \quad (V.14)$$

$$V = (\pi \times R^2 \times H)(1 - \varepsilon) \quad (V.15)$$

Les contraintes de ce système sont :

$$0.10 \leq \varepsilon \leq 0.50 \quad (V.16)$$

$$Q_{dis}^m \leq 1000 \text{ kWh} \quad (V.17)$$

V.6 Paramètre général du système

Dans la présente étude, l'huile Therminol VP-1, largement utilisée comme fluide de transfert de chaleur dans les CSP, est choisie comme fluide de transfert de chaleur. Pour le processus de charge, les particules de roche et le fluide ont une température initiale de 340 °C, puis le fluide est conduit par le haut du réservoir à une température élevée de 380 °C puis traverse le solide vers le bas à travers le canal avec une vitesse d'entrée $v = 0,04 \text{ m/s}$. Les propriétés thermiques de l'huile sont supposées aussi invariables avec la température, la hauteur H , le rayon R , la porosité et le diamètre des particules du réservoir équivalent sont fixées respectivement à 7 m, 4m, 0.25 et 0.04m.

La vitesse : On a choisi une valeur faible car on considère que l'écoulement est laminaire, avec de faible nombre de Reynold, dont le gradient de température sera effectué par conduction. D'autre part, une vitesse faible est nécessaire pour optimiser les échanges entre le lit de roche et le fluide.

Diamètre : on a choisi une valeur très petite car avec une roche de petite taille, la surface d'échange entre le fluide et le solide sera grande. De plus, avec les propriétés thermiques du système de stockage (Tableau V-2), on aura un nombre de Biot faible ($Bi < 0,1$) et donc la température sera plus homogène au sein du matériau.

La porosité dans le système de stockage représente le volume de fluide existant par rapport au volume total de réservoir, une porosité par exemple égale à 1 signifie que le volume total de thermocline est totalement rempli par le fluide.

Tableau V-2 Paramètre thermo-physique du réservoir thermocline

Paramètre thermo-physique du réservoir thermocline	
Fluide (Therminol® VP-1)	
$C_f = 2474.5 \text{ J/kg K}$	$k_f = 0.086 \text{ W/mK}$
$\mu_f = 1.810 - 4 \text{ Pa s}$	$\rho_f = 753.75 \text{ kg/m}^3$
Matériau de remplissage (roche de granite)	
$d_p = 0.04 \text{ m}$	$K_s = 2.8 \text{ W/mK}$
$\rho_s = 2630 \text{ kg/m}^3$	$C_s = 775 \text{ J/kg K}$

V.7 Résultats et discussion

V.7.1 Variation de diamètre de roche

L'effet du diamètre sphérique des particules sur la performance du système est étudié dans cette section en testant différents diamètres de la roche allant de 0.01 à 0.04 m. Les résultats montrent que le transfert de chaleur entre les particules solides et le fluide est sensiblement influencé par le diamètre des particules. L'augmentation du diamètre des particules réduit le taux de transfert de chaleur entre les particules solides et le fluide de transfert de chaleur, et aboutit finalement à une augmentation du temps de décharge et ça se remarque dans la figure V-3 dont l'effet du diamètre de la particule du matériau de remplissage sur l'énergie thermique stocké est bien évidemment clair. Lorsque la taille des particules est suffisamment petite, le réservoir se charge rapidement.

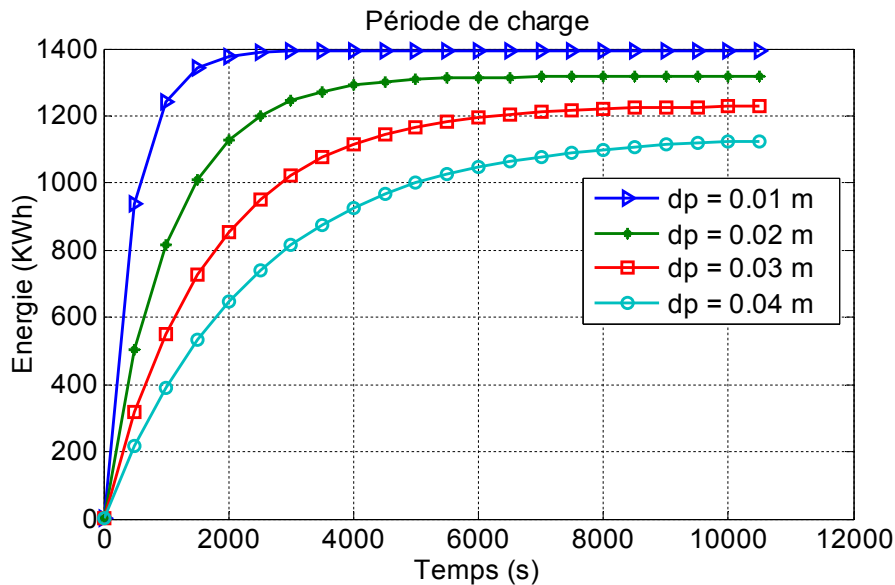


Figure V-3 Variation de l'énergie stockée pendant le processus de charge

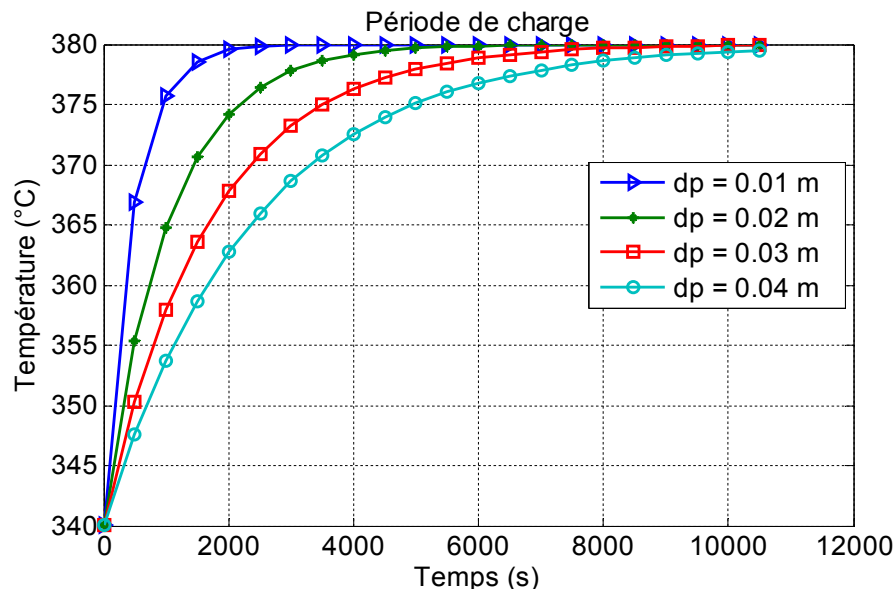


Figure V-4 Variation de la température pendant le processus de charge en fonction du temps pour différent diamètre de roche

Les figures V-4 et V-5 présentent les variations de la température des particules en fonction du temps (période de charge et décharge). Avec l'augmentation du diamètre de particule, la température du solide commence à diminuer plus tôt et le temps de décharge augmente. En outre, le temps nécessaire pour que la température diminue de 380 à 340 °C augmente de manière significative.

Avec la diminution du diamètre de particule, le système peut être évacué rapidement, et le temps de décharge augmente respectivement de 34min pour un diamètre de 0.01 m à 1h15min pour un diamètre 0.02 m, 2h05min pour un diamètre 0.03m et environ 3heurs pour un diamètre 0.04.

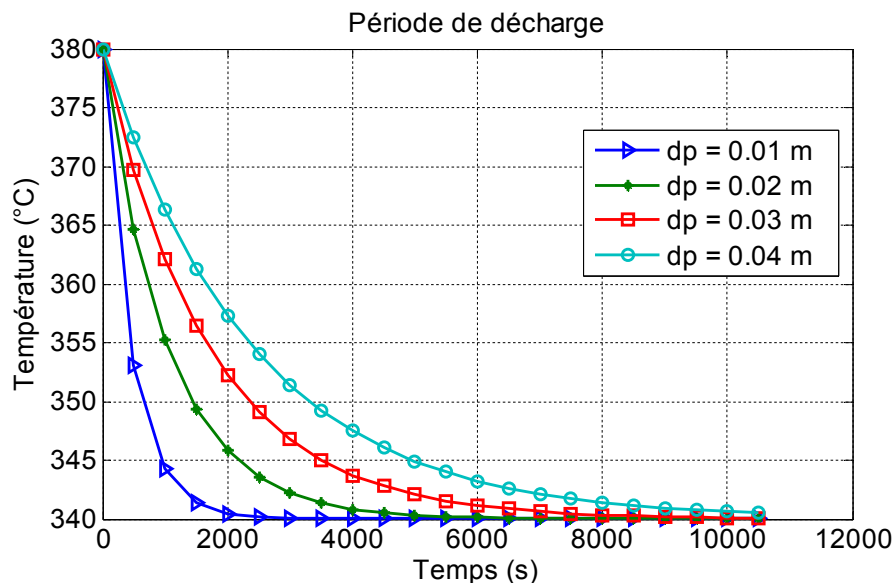


Figure V-5 Variation de la température pendant le processus de décharge en fonction du temps pour différents diamètres de roche

V.7.2 Variation de porosité

La porosité est définie comme étant le pourcentage de la quantité de fluide existant par rapport au volume total de réservoir. La figure V-6 présente l'effet de la porosité sur la performance du système en testant différentes valeurs de porosité variant de 0.25 à 0.50 m. Les résultats montrent que le transfert de chaleur entre les particules solides et le fluide est sensiblement influencé par le diamètre des particules. L'augmentation de la porosité améliore le taux de transfert de chaleur entre les particules de remplissage et le fluide de transfert de chaleur, et on aboutit finalement à une diminution du temps de décharge et ça peut être remarqué dans la figure V-8 dont l'effet de la porosité sur l'énergie thermique stockée est bien évidemment clair, car lorsque la porosité de l'unité de stockage est suffisamment petite, le réservoir se charge lentement. Les figures V-7 et V-8 présentent alors en début la variation de température des particules en fonction du temps (période de charge et décharge). Avec l'augmentation de la porosité du réservoir, la température du solide augmente légèrement et le temps de charge et de décharge diminue. En outre, le temps nécessaire pour que la température diminue de 380 °C à 340 °C augmente de manière très lente. Avec une diminution de la porosité, le système peut être évacué lentement, et le temps de décharge diminue respectivement d'environ 3 heures pour une porosité de 0.25, à 2h31min pour une porosité de 0.30, 1h50min pour une porosité de 0.45 et 1h41min pour une porosité de 0.50.

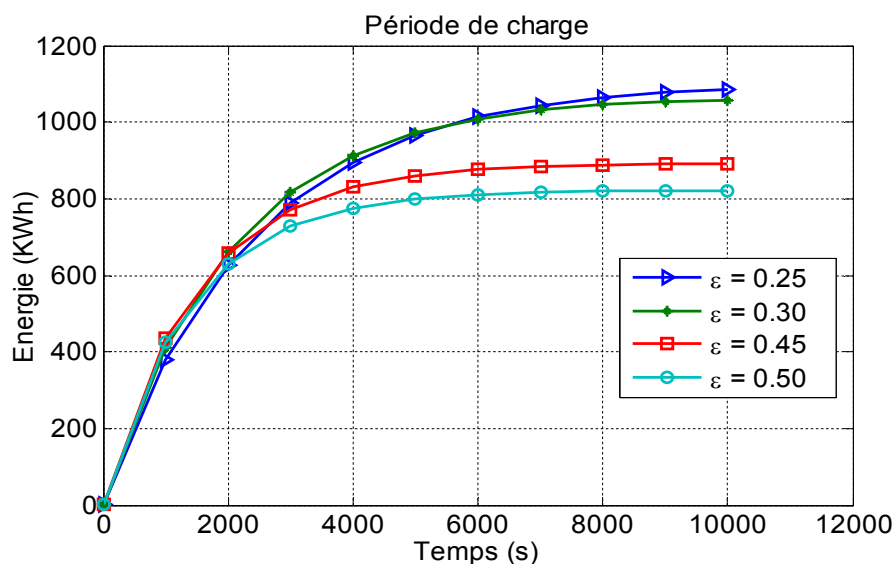


Figure V-6 Variation de l'énergie stockée pendant le processus de charge en fonction du temps pour différentes valeurs de porosité

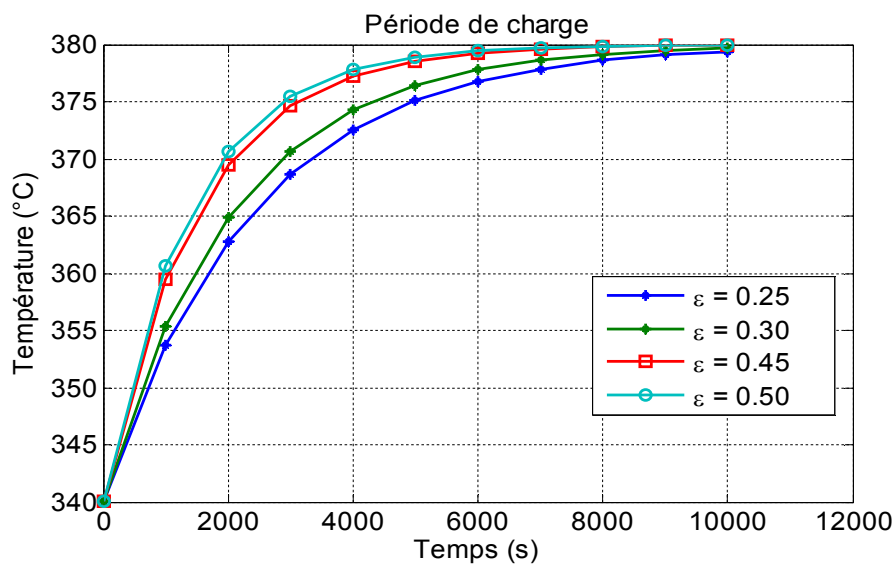


Figure V-7 Variation de la température pendant le processus de charge en fonction du temps pour différentes valeurs de porosité

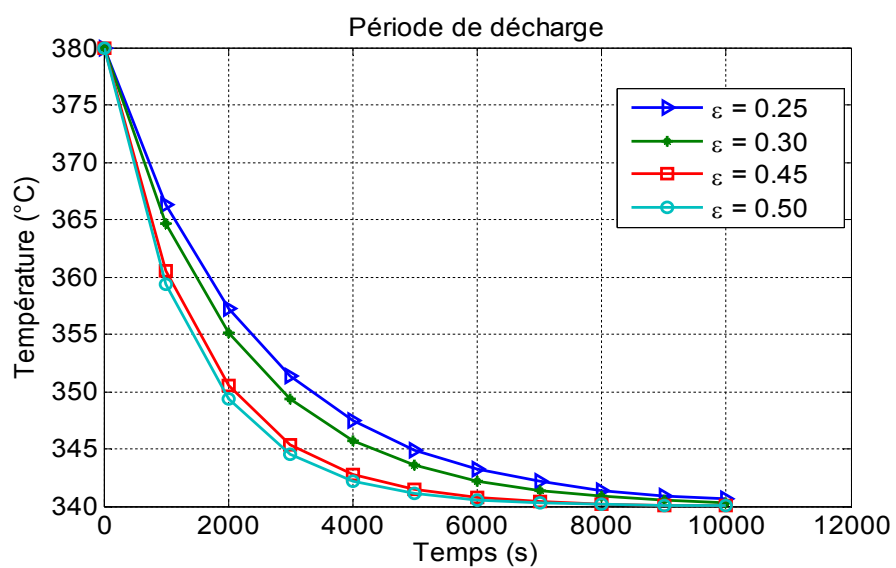


Figure V-8 Variation de la température pendant le processus de décharge en fonction du temps pour différentes valeurs de porosité

V.8 Résultats de l'optimisation

Le modèle proposé dans cette partie est formulé comme un problème d'optimisation avec contraintes pour concevoir d'une manière optimale un système de stockage à lit de roche avec principalement une porosité optimale qui permet d'obtenir le maximum d'énergie. L'équation d'optimisation est comme définie avant s'écrit sous la forme :

$$Q_{dis}^m = \rho_{s,m} c_{ps,m} \cdot V (T_{s,int}^m - T_{e,end}^m) \cdot \varphi$$

Avec les contraintes suivantes :

$$\begin{aligned} 0.10 &\leq \varepsilon \leq 0.50 \\ Q_{dis}^m &\leq 1000 \text{ kWh} \end{aligned}$$

Dans ces conditions, et avec les paramètres choisis précédemment et mentionnées dans le tableau V-2, en considérant une plage de températures variant entre 340 °C et 380 °C, une hauteur de 7m, un rayon R de 4m et un diamètre des particules de remplissage égale à 0.04m. On a obtenu une valeur de porosité égale à $\varepsilon = 0.22$, c'est à dire que c'est la valeur optimale de porosité si on veut obtenir le maximum d'énergie. Bien évidemment le modèle est valable si on veut choisir d'autres valeurs de paramètres.

V.9 Conclusion

L'amélioration de la capacité de stockage d'un lit de roche joue un rôle important dans le développement et l'exploitation de cette technologie dans les centrales thermosolaires CSP. Le système de stockage a été analysé à l'aide d'un modèle de simulation. Les résultats montrent l'influence de la porosité et la taille de roche sur les capacités du système de stockage. Lorsqu'on augmente le diamètre de la roche et la valeur de la porosité du système de stockage, l'énergie stockée diminue progressivement. Finalement on a résolu à l'aide du solveur Optimtool de Matlab un problème d'optimisation avec contrainte pour chercher la porosité optimale qui permet de stocker le maximum d'énergie.

Conclusion générale

L'objectif des travaux présentés dans cette thèse est la conception optimale d'un système de stockage de la chaleur sensible pour les centrales solaires à capteurs cylindro-paraboliques. On a présenté d'abord dans les deux premiers chapitres les principaux procédés de stockage solaire thermique, ce qui a permis de mettre en évidence l'intérêt de la technologie de stockage de chaleur sensible dans un matériau solide avec des tubes de transfert de chaleur permettant l'écoulement du fluide caloporteur de la source à la production.

Dans la première partie du troisième chapitre, un système de stockage de la chaleur sensible dans le béton a été étudié et simulé entre les températures 350 °C et 390 °C, ce qui correspond à la température de fonctionnement d'une centrale solaire cylindro-parabolique. Les résultats ont permis d'évaluer théoriquement l'influence des principaux paramètres du système de stockage, tel que les effets de propriétés thermo-physique du matériau et la géométrie du système de stockage. L'énergie stockée augmente lorsque la capacité calorifique du matériau de stockage, le diamètre de tube et la distance entre les tubes sont grandes. Tandis que l'augmentation du nombre et de la longueur de tube affecte presque exponentiellement l'énergie stockée.

La deuxième partie présente un modèle globale d'aide à la décision formulée comme un problème d'optimisation avec contrainte sur un horizon temporel défini. L'objectif de cette partie est de concevoir de manière optimale un système de stockage d'énergie thermique avec des paramètres géométriques optimaux qui maximisent la VAN. Ce modèle de décision proposé peut être considéré comme un outil pratique qui peut aider les ingénieurs et les décideurs dans la conception et la planification dans l'avenir. L'étude de performance et d'efficacité du concept proposé est faite par le biais d'études de cas représentatives. Les résultats numériques montrent qu'un dimensionnement optimal entraîne des augmentations significatives en termes de VAN.

Or, les technologies de stockage de la chaleur sensible doivent répondre à plusieurs exigences comme la densité énergétique élevée du matériau de stockage, le transfert efficace de la chaleur entre le fluide et le solide, la stabilité mécanique et chimique, les faibles pertes thermiques et le faible coût. Dans ce sens, plusieurs travaux ont été effectués portant essentiellement sur le test de nouveaux matériaux qui répondent à ces exigences, mais le choix d'un matériau adéquat qui respectera les performances thermiques et le coût faible reste un problème important à résoudre. Le quatrième chapitre comble aussi cet important fossé, sa principale contribution est de proposer le même modèle globale d'aide à la décision pour trouver cette fois-ci la combinaison optimale entre un ensemble de matériaux solides et de tube de transfert de chaleur. Le modèle proposé est formulé comme un problème d'optimisation, qui vise à maximiser la Valeur Actuelle Nette (VAN) associée à l'investissement sur un horizon temporel donné, en tenant compte des différents coûts d'investissement, des caractéristiques thermo-physiques, et des paramètres de conception tels que le nombre de tubes de transfert de chaleur, la longueur et le diamètre de l'unité de stockage. La conception proposée dans cette deuxième partie est évaluée par des études de cas pour tester ses performances et pour évaluer ses impacts sur le coût d'investissement du système de stockage.

L'étude d'un autre système a été initiée dans le dernier chapitre, il concerne cette fois-ci le lit de roche, il est composé principalement d'un cylindre rempli de roches supposées sphériques dont le transfert thermique se fait selon un gradient de température, une zone chaude et une zone froide formant ainsi la zone dite thermocline. Au début, le système de stockage de la chaleur sensible a été analysé à l'aide d'un modèle de simulation pour des températures comprises entre 340 °C et 390 °C, les résultats montrent l'influence de la porosité et la taille de roche sur les capacités du système de stockage. Lorsqu'on augmente le diamètre de la roche et la valeur de la porosité du lit de roche, l'énergie stockée diminue progressivement. Finalement on a résolu à l'aide du solveur Optimtool de Matlab un problème d'optimisation avec contrainte pour chercher la porosité optimale qui permet de stocker le maximum d'énergie limitée dans notre cas à 1000 KWh.

Ce travail de thèse qui a abouti au développement d'un modèle d'aide à la décision pour la conception optimale d'un système de stockage de la chaleur sensible, le modèle proposé permet de stocker le maximum d'énergie à faible coût et dans un espace relativement réduit, il ouvre également la voie sur de nombreuses perspectives :

- Le modèle de simulation peut être amélioré de façon assez satisfaisante pour établir un modèle plus précis.
- La conception d'un modèle expérimentale permet la comparaison entre les simulations et les résultats expérimentaux.
- L'étude du système de stockage dans le lit de roche peut être améliorée par la mise en place d'un modèle d'aide à la décision qui tient compte du coût d'investissement, des paramètres thermo-physiques du matériau de stockage et des paramètres géométrique de conception tels que la porosité et la taille de roche.

Bibliographie

- Abhat.A. «Low temperature latent heat thermal energy storage: heat storage materials.» *Solar Energy* 30, 1983: 313–332.
- Abutayeh.M, Anas Alazzam, Bashar El-Khasawneh. «Optimizing thermal energy storage operation.» *Solar Energy*, 2015: 318–329.
- Allouhi Amina, Tarik Kousksou, Abdelmajid Jamil, Tarik El Rhafiki, Youssef Mourad, Youssef Zeraouli. «Economic and environmental assessment of solar air-conditioning systems in Morocco.» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2015: 770–781.
- Anders.S. «Potential for Renewable Energy in San Diego Region, San Diego.» *Regional Renewable Energy Group, San Diego*, 2005.
- Angrisani.G, Michele Canelli, Carlo Roselli, Maurizio Sasso. «Calibration and validation of a thermal energy storage model: Influence on simulation results.» *Applied Thermal Engineering* 67, 2014: 190-200.
- Aziz.J, Abdul. «Concentrateurs solaires et production électrique.» Expérimental, Bibliographie, moodle.insa-rouen, 2014.
- Ben Xu, Pei-Wen Li, Cho Lik Chan. «Extending the validity of lumped capacitance method for large Biot number in thermal storage application.» *Solar Energy*, 2012: 1709–1724.
- BERGMAN.T.L, ADRIENNE S. LAVINE, FRANK P. INCROPERA,DAVID P. DEWITT. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. United States of America: John Wiley & Sons, Inc, 2011.
- Berk.J.B, Peter M. DeMarzo. *Corporate Finance*. 2007: Pearson Addison Wesley, 2007.
- Bouhal.T, Y. Agrouaz, T. Kousksou, A. Allouhi, T. El Rhafiki, A. Jamil, M. Bakkas. «Technical feasibility of a sustainable Concentrated Solar Power in Morocco through an energy analysis.» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018: 1087–1095.
- Brealey.R.A., Myers, Stewart C. *Principles of Corporate Finance - Fourth Edition*. McGraw Hill, New York, N.Y., 1991.
- Breeze, Paul. *Solar Power Generation*. Elsevier Science, 2016.
- Cabeza. Luisa F. *Advances in Thermal Energy Storage Systems, Methods and Applications*. Elsevier, 2014.
- Cabeza.L. F, Esther Galindo, Cristina Prieto, Camila Barreneche, Inés Fernández. «Key performance indicators in thermal energy storage: Survey and assessment.» *Renewable Energy*, 2015: 820-827.
- CALVET.N, Antoine MEFFRE, Régis OLIVÈS, Emmanuel GUILLOT, Xavier PY,Catherine BESSADA, Patrick ECHEGUT. «Matériau de stockage thermique par chaleur sensible pour centrales électro-solaires testé sous flux solaire concentré.» http://www.sft.asso.fr/Local/sft/dir/user-3775/documents/actes/Congres_2010/communications/183.pdf, 2010.

Cardenas.B, Noel Leon , John Pye , Hector D. Garcia. «Design and modeling of a high temperature solar thermal energy storage unit based on molten soda lime silica glass.» *Solar Energy* 126, 2016: 32-43.

Chao Xu, Zhifeng Wang , Yaling He , Xin Li , Fengwu Bai. «Sensitivity analysis of the numerical study on the thermal performance of a packed-bed molten salt thermocline thermal storage system.» *Applied Energy* 92 , 2012: 65–75.

Dhyia Aidroos Baharoon, Hasimah Abdul Rahman, Wan Zaidi Wan Omar. «Historical development of concentrating solar power technologies- A review.» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2015: 996–1027.

Dinçer.I, Marc A. Rosen. *Thermal Energy Storage: Systems and Applications, 2nd Edition*. John Wiley & Sons, Ltd, 2011.

Dinter.F, Geyer, M., and Tamme, R. *Thermal Energy Storage for Commercial Applications*. Springer-Verlag, 1990.

Doerte Laing, Dorothea Lehmann, Michael Fiß, Carsten Bahl. «Test Results of Concrete Thermal Energy Storage for Parabolic Trough Power Plants.» *Sol. Energy Eng*, 2009: 7-1-7-6.

Doerte Laing, Thomas Bauer, Dorothea Lehmann, Carsten Bahl. «Development of a Thermal Energy Storage System for Parabolic Trough Power Plants With Direct Steam Generation.» *Sol. Energy Eng* , 2010: 551-559.

Doerte Laing, Wolf-Dieter Steinmanna, Rainer Tammea, Christoph Richter. «Solid media thermal storage for parabolic trough power plants.» *Solar Energy* 80 (2006) (.), 2006: 1283–1289.

Ehsanul Kabir, Pawan Kumar, Sandeep Kumar, Adedeji A. Adelodun, Ki-Hyun Kim. «Solar energy : Potential and future prospects.» *Renewable and Sustainable Energy Reviews* , 2018: 894–900.

FARBER.A, Marie-Paule LAURENT,Kim OOSTERLINCK, Hugues PIROTTE. *Finance*. Paris, Panthéon-Sorbonne: Pearson Education France, 2009.

FARGES, Olivier. «Conception optimale de centrales solaires à concentration : application aux centrales à tour et aux installations "beam down".» Thèse de doctorat, Université de Toulouse, 2014.

Farid.M, A. Khudhair, S. Razack, S. Al-Hallaj. «A review on phase change energy storage: materials and applications.» *Energy Conversion and Management* 45, 2004: 1597–1615.

Fisher.I, 1930. The Theory of Interest. Macmillan, New York, NY. *The Theory of Interest, as determined by Impatience to Spend Income and Opportunity to Invest it*. New York: Macmillan, 1930.

Frédéric Kuznik, Damien David, Kevyn Johannes, Jean-JacquesRoux. «A review on phase change materials integrated in building walls.» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2011: 379-391.

Garg, H.P., Mullick, S.C., Bhargava, Vijay K. *Solar Thermal Energy Storage*. Springer, 1985.

Gil.A, M. Medrano, I. Martorell, A. Lazaro, P. Dolado, B. Zalba, et L. F. Cabeza,. «State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1- Concepts, materials and modellization.» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2010: 31-55.

Hoffmann.J.F. «Stockage thermique pour centrale solaire thermodynamique à concentration mettant en oeuvre des matériaux céramiques naturels ou recyclés.» Génie des procédés. Université de Perpignan, 2015.

Hübner.S, Markus Eck , Christoph Stiller, Markus Seitz. «Techno-economic heat transfer optimization of large scale latent heat energy storage systems in solar thermal power plants.» *Applied Thermal Engineering* 98, 2016: 483–491.

IEA, IRENA. «Concentrating Solar Power Technology Brief.» 2013.

Incropera FP, DeWitt DP. *Introduction to heat transfer*. John Wiley and Sons, 2002.

Jeffreson, C.P. « Prediction of breakthrough curves in packed beds: Applicability of single parameter models.» *American Institute of Chemical Engineers*, 1972: 409–416.

Jian.Y, Quentin Falcoz, Pierre Neveu, Fengwu Bai, Yan Wang, Zhifeng Wang. «Design and optimization of solid thermal energy storage modules for solar thermal power plant applications.» *Applied Energy* vol. 139, 2015: 30–42.

Kalaiselvam.S, R. Parameshwaran. *Thermal Energy Storage Technologies for Sustainability: Systems Design, Assessment and Applications*. Elsevier Science, 2014.

Kenisarin.M.N. «High temperature phase change materials for thermal energy storage.» *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14, 2010: 955-970.

Kim.H, Dohyun Park , Eui-Seob Park , Hyung-Mok Kim. «Numerical modeling and optimization of an insulation system for underground thermal energy storage.» *Applied Thermal Engineering* 91, 2015: 687-693.

Kuravi S, Trahan J., Goswami D. Y, Rahman M. M, Stefanakos K. E. «Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants.» *Progress in Energy and Combustion Science* , 2013: 285-319.

Kuznik.F, D. David, K. Johannes, J.J Roux. «A review on phase change materials integrated in building walls.» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, January 2011: 379-391.

Laing.D, Dorothea Lehmann, Michael Fiß and Carsten Bahl. «Test Results of Concrete Thermal Energy Storage for Parabolic Trough Power Plants.» *Sol. Energy Eng*, 2009: 7-1-7-6.

Laing.D, T. Bauer, N. Breidenbach, B. Hachmann, M. Johnson. «Development of high temperature phase change material storages.» *Applied Energy* 109, 2013: 497-504.

Laing.D, Thomas Bauer, Dorothea Lehmann, Carsten Bahl. «Development of a Thermal Energy Storage System for Parabolic Trough Power Plants With Direct Steam Generation.» *Journal of Solar Energy Engineering*, 2010: 021011/1-021011/8.

Laing.D, Wolf-Dieter Steinmann, Michael Fiß, Rainer Tamme, Thomas Brand and Carsten Bahl. «Solid Media Thermal Storage Development and Analysis of Modular Storage

- Operation Concepts for Parabolic Trough Power Plants.» *Sol. Energy Eng* 130, 2007: 011006-011011.
- Laing.D, Wolf-Dieter Steinmanna, Rainer Tammea, Christoph Richter. «Solid media thermal storage for parabolic trough power plants.» *Solar Energy* 80, 2006: 1283–1289.
- LETCHER.M, TREVOR. *Future Energy 2nd Edition Improved, Sustainable and Clean Options for our Planet*. Durban, South Africa: Elsevier Ltd, 2013.
- Lew.J. T. V, Peiwen Li, Cho Lik Chan, Wafaa Karaki, Jake Stephens. «Analysis of Heat Storage and Delivery of a Thermocline Tank Having Solid Filler Material.» *Journal of Solar Energy Engineering*, 2011.
- Lomonaco.A. «Stockage d'énergie thermique par matériaux à changements de phase adapté aux centrales solaires thermodynamiques.» Thèse sous la direction de Jean-Pierre Bedecarrats., Pau, 2015.
- Lovegrove K, Luzzi A, Soldiani I, Kreetz H. «Developing ammonia based thermochemical energy storage for dish power plants.» *Solar Energy*, 2004: 331–337.
- Lovegrove.K, W. Stein. *Concentrating solar power technology Principles, developments and applications*. WOODHEAD PUB, 2012.
- MAHFOUDI.N. «Stockage de la chaleur dans un milieu granuleux solide.» Thèse de Doctorat en sciences : Génie Mécanique, option: Energétique, sous la direction de MOUMMI Abdelhafid. Université Mohamed Khider – Biskra Faculté des sciences et de la technologie Département : Génie Mécanique, 2016.
- Marc Medrano, AntoniGi, Ingrid Martorel, Ixav iPotau, Luisa F.Cabeza. «State of the art on high-temperature thermal energy storage for power generation. Part 2—Case studies.» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2010: 56-72.
- Martins.M, Uver Villalobos , Thomas Delclos , Peter Armstrong , Pal G. Bergan , and Nicolas Calvet. «New concentrating solar power facility for testing high temperature concrete thermal energy storage.» *Energy Procedia* 75, 2015: 2144 – 2149.
- MASEN, Moroccan Agency for Solar Energy. <http://www.masen.ma>.
- Medrano.M, A. Gil, I. Martorell, X. Potau, et L. F. Cabeza. «« State of the art on hightemperature thermal energy storage for power generation. Part 2—Case studies ».» *Renew. Sustain. Energy Rev*, 2010: 56-72.
- Mertens.N, Falah Alobaid, Lorenz Frigge, Bernd Epple. «Dynamic simulation of integrated rock-bed thermocline storage for concentrated solar power.» *Solar Energy*, 2014: 830–842.
- Ming Liu, N.H.StevenTay, Stuart Bell, Martin Belusko, Rhys Jacob , Geoffrey Will, Wasim Saman, Frank Bruno. «Review on concentrating solar power plants and new developments in high temperature thermal energy storage technologies.» *Renewable and Sustainable* , 2016: 1411-1432.
- Ming Wu, Chao Xu, Ya-Ling He. «Dynamic thermal performance analysis of a molten-salt packed-bed thermal energy storage system using PCM capsules.» *Applied Energy* 121, 2014: 184–195.

Ming Wu, Mingjia Li, Chao Xu, Yaling He, Wenquan Tao. «The impact of concrete structure on the thermal performance of the dual-media thermocline thermal storage tank using concrete as the solid medium.» *Applied Energy* 113, 2014: 1363–1371.

Nellis.G, Sanford Klein. *Heat Transfer*. University of Wisconsin, Madison: Cambridge University Press, 2009.

Omar Behar, Abdallah Khellaf, Kamal Mohammedi. «A review of studies on central receiver solar thermal power plants.» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013: 12–39.

Ouammi.A, Driss Zejli, Hanane Dagdougui, Rachid Benchrif. «Artificial neural network analysis of Moroccan solar potential.» *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 (Septembre 2012): 4876-4889.

Ozisik.M.N. *Heat Conduction, second ed.* Wiley-Interscience, 1993.

PARDO.P. «Développement d'un procédé de stockage d'énergie thermique haute température par voie thermochimique.» Thèse sous la direction de [M. Michel Cabassud], Université de Toulouse, Toulouse, 2013, 270.

Peiwen Li, Jon Van Lew, Cholik Chan, Wafaa Karaki, Jake Stephens, J.E.O'Brien. «Similarity and generalized analysis of efficiencies of thermal energy storage systems.» *Renewable Energy* 39, 2012: 388-402.

Pine.PI, Cynthia A. Cruickshank, Ian Beausoleil-Morrison, Adam Wills. «A review of available methods for seasonal storage of solar thermal energy in residential applications.» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2011: 3341-3359.

Poppia.S, Nelson Sommerfeldt, Chris Bales, Hatef Madani, Per Lundqvist. «Techno-economic review of solar heat pump systems for residential heating applications.» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018: 22–32.

Roubaud.E.G, David Pérez-Osorio, Cristina Prieto. «Review of commercial thermal energy storage in concentrated solar power plants: Steam vs. molten salts.» *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 80, 2017: 133–148.

Salomoni.V.A, Carmelo E. Majorana , Giuseppe M. Giannuzzi , Adio Miliozzi , Rosa Di Maggio , Fabrizio Girardi , Domenico Mele , Marco Lucentini. «Thermal storage of sensible heat using concrete modules in solar power plants.» *Solar Energy* 103, 2014: 303-315.

Sattler.J, Bernhard Hoffschmidt, Matthias Günther, Michael Joemann. *Advanced CSP Teaching Materials , Thermal Energy Storage, Chapter 9*. Jülich, Kassel, Ilmenau,Stuttgart, Germany: enerMENA.

Schumann, T. E. W. «Heat Transfer: A Liquid Flowing Through a Porous Prism.» *J. Franklin Inst*, 1929: 405–416.

Tamme.R, Doerte Laing, Wolf-Dieter Steinmann. «Advanced Thermal Energy Storage Technology for Parabolic Trough.» *journal of Solar Energy Engineering*, 2004: 794-800.

Ulf Herrmann, David W. Kearney. «Survey of Thermal Energy Storage for Parabolic Trough Power Plants.» *Sol. Energy Eng* 124(2), 2002: 145-152.

Warerkar.S, Schmitz, S., Goettsche, J., Hoffschmidt, B., Reißel, M., and Tamme, R. «Air-Sand Heat Exchanger for High-Temperature Storage.» *ASME J.Sol.Energy Eng*, 2011: 210101.

Winter.C.-J., Sizmann, R. L., and Vant-Hull, L. L. *Solar Power Plants*. Springer-Verlag, 1991.

Yuan.H, Yu Shi, Zhongzi Xu, Chunhua Lu, Yaru Ni, Xianghui Lan. «Influence of nano-ZrO on the mechanical and thermal properties of high temperature cementitious thermal energy storage materials.» *Construction and Building Materials*, November 2013: 6-10.

Résumé

L'intégration d'un système de stockage thermique dans une centrale solaire thermodynamique à capteur cylindro-parabolique est une option prometteuse pour répondre aux problèmes d'intermittences des sources d'énergie solaire. Une analyse sur les technologies de stockage de la chaleur sensible a permis d'identifier le module solide comme une solution très efficace. Le modèle de simulation présenté a permis de discuter l'influence des différents paramètres thermophysiques et géométriques. Le meilleur choix des matériaux reste celui qui présente une grande capacité calorifique et qui peut par suite stocker le maximum d'énergie à faible coût dans un espace relativement réduit. L'objectif de cette thèse est de développer une démarche globale d'aide à la décision pour la conception optimale d'un système de stockage qui maximise la valeur actuelle nette, cette démarche proposée est évaluée ensuite par des études de cas pour tester ses performances et pour évaluer les impacts des paramètres de conception sur les coûts d'investissement.

Mots-clés : Centrale solaire à capteur cylindro-parabolique, système de stockage, chaleur sensible, valeur actuelle nette (VAN), optimisation, aide à la décision.

Année Universitaire : 2017/2018