

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



École Nationale Polytechnique
Département de Génie Mécanique
Laboratoire de Génie Mécanique et Développement



Thèse de Doctorat

En Génie Mécanique
Spécialité : Énergie Propre-Renouvelable

Contribution à l'Analyse des problèmes de Stockage dans les Centrales Solaires Thermiques

Présentée par
Khaoula IKHLEF
Master en Génie Mécanique de l'USTHB
Soutenue le 01 Juillet 2021

Devant le jury composé de :

| | | | |
|-----------------------------|--------------------------|--------------------------------|------------------|
| Président : | Arezki SMAILI | Professeur | E.N.P |
| Directeur de Thèse : | Salah LARBI | Professeur | E.N.P |
| Examineur : | Bouzid BENKOUSSAS | Professeur | E.N.P |
| Examinatrice : | Rafika BOUDRIES | Directrice de recherche | C.D.E.R |
| Examineur : | Rabah DIZENE | Professeur | U.S.T.H.B |
| Invité : | Ibrahim UCGUL | Professeur | S.D.U |

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



École Nationale Polytechnique
Département de Génie Mécanique
Laboratoire de Génie Mécanique et Développement



Thèse de Doctorat

En Génie Mécanique
Spécialité : Énergie Propre-Renouvelable

Contribution à l'Analyse des problèmes de Stockage dans les Centrales Solaires Thermiques

Présentée par
Khaoula IKHLEF
Master en Génie Mécanique de l'USTHB
Soutenue le 01 Juillet 2021

Devant le jury composé de :

| | | | |
|-----------------------------|--------------------------|--------------------------------|------------------|
| Président : | Arezki SMAILI | Professeur | E.N.P |
| Directeur de Thèse : | Salah LARBI | Professeur | E.N.P |
| Examineur : | Bouzid BENKOUSSAS | Professeur | E.N.P |
| Examinatrice : | Rafika BOUDRIES | Directrice de recherche | C.D.E.R |
| Examineur : | Rabah DIZENE | Professeur | U.S.T.H.B |
| Invité : | Ibrahim UCGUL | Professeur | S.D.U |

Remerciements

Tout d'abord, je présente ma gratitude à dieu (ALLAH) le tout puissant, pour m'avoir donné la force, la volonté et la patience d'accomplir ce modeste travail de thèse.

Monsieur le Professeur LARBI Salah, directeur de thèse, je tiens à vous exprimer ma profonde reconnaissance pour la bienveillance et la confiance dont vous avez fait preuve à mon égard en me proposant cette thèse. Vous trouverez ici toute ma reconnaissance pour votre grande disponibilité durant ces années. Votre sagesse et vos qualités humaines m'ont permis de me canaliser afin d'éviter que je ne me disperse.

Monsieur le Prof. Dr. İbrahim ÜÇGÜL de l'université Süleyman Demirel, j'aimerais vous remercier pour votre collaboration précieuse. Le travail expérimental n'aurait pas été possible sans le soutien du laboratoire YEKARUM, Isparta, Turquie, qui m'ont permis, grâce à une allocation de recherches et diverses aides financières, de me consacrer sereinement à la réalisation de la partie expérimentale de ma thèse.

Mes remerciements vont à tous les membres de jury d'avoir accepté d'évaluer ce travail de thèse : Mme Rafika Boudries, Directrice de Recherche au CDER ; Monsieur Rabah Dizène, Professeur à l'USTHB ; Messieurs Arezki Smaili et Bouzid Benkoussas, Professeurs à l'ENP.

Au terme de ce parcours, je remercie mes parents Karim et Assia, qui me sont très chers. Leurs attentions et encouragements m'ont accompagné tout au long de ma vie. Je leur suis redevable, pour leur soutien moral et matériel et leur confiance indéfectible dans mes choix.

Tous mes hommages, à mes trois sœurs Asma, Noussaiba et Nafissa. Vous étiez présentes aussi bien dans les bons que dans les plus difficiles situations, merci de m'avoir aidé et soutenu. Je n'aurai pas pu réaliser ce travail sans vous, je vous en remercie sincèrement. A vos côtés, chaque obstacle a été moins dur à surmonter.

Enfin, je remercie mon fiancé OUCHENE Samir pour son soutien quotidien indéfectible et son enthousiasme à l'égard de mes travaux comme de la vie en général.

Mes remerciements vont également à tous ceux qui ont contribué, de loin ou de près, à la réalisation de ce travail tout au long de ces années.

Dédicaces

! *Je dédie ce modeste travail et ma sincère gratitude!*

À mon exemple éternel, mon soutien moral et ma source de joie et de bonheur : **Papa chérie**. Je voudrais te remercier pour ton amour, ta générosité, ta compréhension et surtout pour tes précieux conseils.

À la lumière de mes jours, la source de mes efforts, la flamme de mon cœur, ma vie et mon bonheur : **Chère Maman**. Je te remercie pour tous : tes prières, tes sacrifices et l'amour que tu me portes.

À mes chères sœurs **Asma, Noussaiba, Nafissa** et mon amie sœur **Manel**. Je ne peux pas trouver les mots justes et sincères pour vous

exprimer mon affection et mes pensées

À mon adorable neveu **Ishak**

! A mes deux familles : **IKHLEF et FELIACHI** !



À celui qui n'a jamais hésité le moindre instant à se tenir à mes côtés afin de me soutenir, m'aider, et m'encourager, mon fiancé **Samir**.

Khaoula♡

مقارنة بموارد طاقة الوقود الأحفوري، فإن الطاقة الشمسية لها خصائص متأصلة في طبيعة المورد (التقطع في التوافر). تسلط هذه الملاحظة الضوء على الحاجة إلى تخزين الطاقة. ومن هذا المنطلق تم تعريف عمل الأطروحة هذا، وهو يتمثل في دراسة أنظمة التخزين الحراري لمحطات الطاقة الشمسية عند درجات حرارة عالية ومنخفضة. في هذا الصدد، قدمنا مراجعة بليوغرافية غنية ومتعمقة حول الأعمال المختلفة (النظرية والتجريبية). قمنا بإجراء التحليلات التقنية والاقتصادية لأنواع مختلفة من محطات الطاقة الشمسية (درجات حرارة عالية ومنخفضة) مع وبدون نظام تخزين حراري. بالنسبة لدرجة الحرارة المرتفعة، أنشأنا باستخدام برنامج SAM عملية تحسين متعددة الأغراض تهدف إلى إيجاد أفضل الظروف، والخصائص الأكثر ملاءمة لتكوين التصميم الأمثل لمحطات الطاقة الشمسية المركزة لإنتاج أفضل للطاقة في المستقبل. فيما يتعلق بدرجة الحرارة المنخفضة، قمنا بتحليل أداء الطاقة لمحطات المداخن الشمسية باستخدام نماذج رياضية مختلفة من الدراسات السابقة، وكذلك تحقيق نموذج أولي للمدخنة الشمسية، والذي تم تركيبه في جامعة سليمان ديميريل، اسبرطة، تركيا في مخبر YEKARUM في عام 2020، حيث قمنا بدمج عدة أنظمة تخزين حراري لفحص أداء كل واحد منها.

الكلمات المفتاحية. محطات طاقة المدخنة الشمسية CCS، محطات الطاقة الشمسية المركزة CSP، التقنية الاقتصادية، النمذجة الرياضية، المحاكاة العددية، الإدراك التجريبي.

Abstract

Compared to fossil fuel energy resources, solar energy has characteristics inherent to its nature (intermittency of availability). This observation highlights the need for energy storage. It is why this thesis work has been defined. It consists of studying thermal storage systems for solar power plants at high and low temperatures. In this regard, we have presented a rich and in-depth bibliographical review of the various previous works (theoretical and experimental). We also carried out techno-economic analyses of solar power plants (high and low temperatures) with and without a thermal storage system. For the high temperature, we established using SAM software a multi-objective optimization process that aimed to find the most favorable conditions, the most suitable parameters, and the optimum design configuration of the concentrated solar power plants for better energy production in the future. Regarding the temperature base, we analyzed the energy performance of solar chimney power plants by using different mathematical models from the literature, as well as the realization of a solar chimney prototype, which was installed at Sulaymen Demirel University, Isparta, Turkey, in the YEKARUM laboratory in 2020, where we have integrated several thermal storage systems in order to examine the performance of each of its systems.

Keywords. Solar chimney power plants CCS, Concentration solar power plant CSP, Techno-economic, Mathematical modeling, Numerical simulation, Experimental realization.

Résumé

Comparativement aux ressources énergétiques fossiles, l'énergie solaire présente des caractéristiques particulières, inhérentes à la nature même de la ressource (intermittence de la disponibilité). Ce constat met en évidence la nécessité du stockage d'énergie, c'est dans cet esprit que ce travail de thèse a été défini. Il consiste à étudier des systèmes de stockage thermique pour les centrales thermiques solaires à haute et à basse températures. A cet effet, une revue bibliographique riche et approfondie sur les différents travaux (théoriques et expérimentaux) a été effectuée. Des analyses technico-économiques de différents types de centrales solaires (haute et basse températures) avec et sans système de stockage thermique ont été établies. Pour les concentrateurs solaires CSP, un processus d'optimisation multi-objectifs ayant pour but de trouver les conditions les plus favorables, les paramètres les plus appropriés et la configuration de conception optimale des centrales solaires à concentration pour une meilleure production d'énergie à l'avenir ont été réalisées moyennant l'utilisation du logiciel SAM. Concernant les centrales thermiques solaires à basse température, des analyses de performances énergétiques des centrales à cheminée solaire, CCS, par l'utilisation de différents modèles mathématiques issus de la littérature ont été faites. De plus, un prototype à cheminée solaire, installé à l'université Süleyman Demirel, Isparta, Turquie, a été réalisé au laboratoire YEKARUM en 2020. Plusieurs systèmes de stockages thermique ont été intégrés afin d'examiner les performances de chacun de ses systèmes.

Mots-clés. Centrales à cheminée solaire CCS, Centrale solaire à concentration CSP, Technico-économique, Modélisation mathématique, Simulation Numérique, Réalisation expérimentale.

Sommaire

| | |
|------------------------------|-----------|
| Liste des Figures | |
| Liste des Tableaux | |
| Nomenclature | |
| Introduction générale | 23 |

Chapitre I. Généralités sur les centrales solaires thermiques

| | |
|---|-----------|
| I.1. Centrales solaires thermiques à haute température | 28 |
| I.1.1. Catégories de stockages thermiques appliqués au CSP | 30 |
| I.1.1.1. Stockage par chaleur sensible | 31 |
| I.1.1.2. Stockage par chaleur latente | 32 |
| I.1.1.3. Stockage thermochimique | 32 |
| I.1.1.4. Comparaison des différents types de stockage d'énergie thermique | 33 |
| I.1.2. Systèmes de stockages thermiques appliqués au CSP | 33 |
| I.1.2.1. Stockage à deux réservoirs | 34 |
| I.1.2.2. Stockage thermocline | 35 |
| I.2. Centrales solaires thermiques à basse température | 36 |
| I.2.1. Principe de fonctionnement | 37 |
| I.2.2. Différents composants | 39 |
| I.2.2.1. Collecteur | 39 |
| I.2.2.2. Cheminée (Tour) | 39 |
| I.2.2.3. Turbine | 40 |
| I.2.3. Différents phénomènes intervenants dans la cheminée solaire | 41 |
| I.2.3.1. Effet Venturi | 41 |
| I.2.3.2. Effet de serre | 41 |
| I.2.3.3. Effet de convection naturelle | 41 |
| I.2.3.4. Effet d'ovalisation | 41 |
| I.2.3.5. Stockage d'énergie | 41 |
| I.2.4. Catégories de stockages thermiques appliqués aux CCS | 41 |
| I.2.5. Systèmes de stockages thermiques appliqués aux CCS | 42 |
| I.2.5.1. Par chauffage du sable | 42 |
| I.2.5.2. Par chauffage de Galets | 43 |
| I.2.5.3. Par chauffage d'eau | 44 |

Chapitre II. Revue Bibliographique

| | |
|--|----|
| II.1. Centrales solaires thermiques à haute température | 45 |
| II.1.1. Historique | 45 |
| II.1.2. Études à caractère théorique | 46 |
| II.1.3. Études à caractère expérimental | 52 |
| II.2. Centrales solaires thermiques à basse température | 53 |
| II.2.1. Historique | 53 |
| II.2.2. Études à caractère théorique | 54 |
| II.2.3. Études à caractère expérimental | 59 |
| II.3. Conclusion | 67 |

Chapitre III. Modélisation Mathématique

| | |
|---|----|
| III.1. Centrales solaires thermiques à haute température | 70 |
| III.1.1. Hypothèses | 71 |
| III.1.2. Modèle mathématique | 71 |
| III.1.3. Modèle utilisé par le logiciel SAM | 72 |
| III.2. Centrales solaires thermiques à basse température | 73 |
| III.2.1. Modèle de J. Schlaich et al. (Sans système de stockage) | 73 |
| III.2.1.1. Hypothèses | 73 |
| III.2.1.2. Modèle mathématique résultant | 75 |
| III.2.2. Modèle de Hammadi (Avec système de stockage) | 77 |
| III.2.2.1. Hypothèses | 77 |
| III.2.2.2. Modèle mathématique résultant | 77 |
| III.2.3. Modèle de Bernardes/Pretorius (Avec système de stockage) | 80 |
| III.2.3.1. Hypothèses | 80 |
| III.2.3.2. Modèle mathématique résultant | 82 |
| III.3. Calcul du LCOE | 84 |

Chapitre IV. Résolution et Simulation Numérique

| | |
|--|----|
| IV.1. Centrales solaires thermiques à haute température | 85 |
| IV.1.1. Description du site et de la centrale | 85 |
| IV.1.2. Méthodologie | 88 |
| IV.1.2.1. Description du logiciel SAM | 89 |

Chapitre VI. Résultats et Discussions

| | |
|---|-----|
| VI.1. Centrales solaires thermiques à haute température | 116 |
| VI.1.1. Validation | 116 |
| VI.1.2. Résultats et Discussion | 117 |
| VI.1.2.1. Cas 1) Optimisation 1 (M_1) | 117 |
| VI.1.2.2. Cas 2) Optimisation 2 (M_2) | 121 |
| VI.1.2.3. Cas 3) Optimisation 3 (M_3) | 123 |
| VI.1.2.4. Cas 4) Optimisation 4 (M_4) | 126 |
| VI.1.3. Étude de rentabilité d'une CCS | 127 |
| VI.2. Centrales solaires thermiques à basse température | 128 |
| VI.2.1. Validation | 128 |
| VI.2.2. Analyse des performances d'une CCC implantée dans le sud Algérien | 129 |
| VI.2.4. Analyse paramétrique d'une CCS | 136 |
| VI.2.4.1. Influence de la variation de l'irradiation solaire, GHI | 136 |
| VI.2.4.2. Influence de la variation de la température ambiante, T_a | 137 |
| VI.2.4.3. Influence de la variation de la vitesse ambiante de l'air, V_a | 138 |
| VI.2.4.4. Influence de la variation du diamètre du collecteur, D_c | 138 |
| VI.2.4.5. Influence de la variation du diamètre de la cheminée, D_t | 139 |
| VI.2.4.6. Influence de la variation de la hauteur de la cheminée, H_t | 140 |
| VI.2.4.7. Influence de la variation de la hauteur d'eau, H_s , du système de stockage | 140 |
| VI.2.5. Étude de rentabilité d'une CCS | 141 |
| | |
| Conclusion générale | 143 |
| Références bibliographiques | 147 |
| Annexe | 167 |
| Production Scientifique | 173 |

Liste des Figures

Introduction générale

| | |
|---|----|
| Figure 1. Consommation d'énergie totale et production d'électricité en 2019... .. | 23 |
| Figure 2. Évolution des émissions annuelles de CO ₂ liées à l'énergie entre 1900 et 2020..... | 24 |

Chapitre I. Généralités sur les centrales solaires thermiques

| | |
|--|----|
| Figure I.1. Principe de fonctionnement d'une centrale solaire à concentration..... | 28 |
| Figure I.2. Schéma de principe d'une centrale à concentrateur cylindro-parabolique..... | 29 |
| Figure I.3. Photo de la centrale cylindro-parabolique Nevada Solar One | 29 |
| Figure I.4. Schéma simplifié du système de stockage actif direct à deux réservoirs dans une centrale à tour | 34 |
| Figure I.5. Principe de fonctionnement du stockage thermocline sur lit de matériaux filaires (roches, céramiques...)..... | 35 |
| Figure I.6. Schéma simplifié du système de stockage actif direct thermocline dans une centrale à tour | 36 |
| Figure I.7. Principe de fonctionnement d'une cheminée solaire..... | 37 |
| Figure I.8. Principe de fonctionnement et de stockage thermique (tubes remplis d'eau)..... | 38 |
| Figure I.9. Collecteur de la cheminée solaire..... | 39 |
| Figure I.10. Cheminée (Tour) de la cheminée solaire..... | 40 |
| Figure I.11. Turbine de la cheminée solaire..... | 40 |
| Figure I.12. Fonctionnement d'une CCS avec TES par chauffage du sable..... | 42 |
| Figure I.13. Fonctionnement d'une CCS avec TES par chauffage de galet..... | 43 |
| Figure I.14. Fonctionnement d'une CCS avec TES par chauffage d'eau. | 44 |

Chapitre II. Revue Bibliographique

| | |
|---|----|
| Figure II.1. Prototype de l'usine de Manzanares: a) l'usine; (b) toit en verre du collecteur; et (c) turbine. | 60 |
| Figure II.2. Diagrammes schématiques et images de certains prototypes de CCS..... | 61 |
| Figure II.3. Diagrammes schématiques et images de certains prototypes de CCS..... | 64 |
| Figure II.4. Diagrammes schématiques et images de certains prototypes de CCS..... | 66 |

Chapitre III. Modélisation Mathématique

Figure III.1. Représentation schématique de la centrale à cheminée (Modèle de J. Schlaich) 74

Figure III.2. Représentation schématique de cheminée solaire avec système de stockage (Modèle de Hammadi) 77

Figure III.3. Représentation schématique de cheminée solaire avec système de stockage (Modèle de Bernardes/Pretorius)..... 81

Chapitre IV. Résolution et Simulation Numérique

Figure IV.1 : Photo montrant une partie du concentrateur champ solaire de SPPI 86

Figure IV.2. Schéma de la centrale électrique SPPI avec système SAPG 88

Figure IV.3. Représentation schématique du système pour le modèle M_1 91

Figure IV.4. Représentation schématique du système pour le modèle M_2 93

Figure IV.5. Représentation schématique du système pour le modèle M_3 94

Figure IV.6. Représentation schématique du système pour le modèle M_4 94

Figure IV.7. Organigramme de simulation pour les CSP. 96

Figure IV.8. Organigramme de calcul du programme de résolution du modèle de Schlaich. 98

Figure IV.9. Organigramme de calcul du programme de résolution du modèle de Hammadi 99

Figure IV.10. Organigramme de calcul du programme de résolution du modèle de Bernardes..... 100

Chapitre V. Étude Expérimentale

Figure V.1. Prototype de cheminée solaire installé à SDU Isparta-Turquie. 101

Figure V.2. Support métallique avant augmentation de la surface..... 103

Figure V.3. Support métallique et le collecteur en verre après augmentation de la surface. 103

Figure V.4. Support de la cheminée et le collecteur en verre..... 104

Figure V.5. Partie mobile du collecteur couvert en plastique. 105

Figure V.6. Dessin technique du collecteur..... 105

Figure V.7. Cheminée (Tour). 106

Figure V.8. Prototype de cheminée solaire sans diffuseur. 106

Figure V.9. Prototype de cheminée solaire avec diffuseur..... 107

| | |
|--|-----|
| Figure V.10. Cheminée solaire avec sol (Asphaltes) comme système de stockage thermique | 108 |
| Figure V.11. Cheminée solaire avec sable comme système de stockage thermique..... | 108 |
| Figure V.12. Cheminée solaire avec sable + tuyau rempli d'eau comme système de stockage thermique..... | 109 |
| Figure V.13. Cheminée solaire avec gravier comme système de stockage thermique..... | 110 |
| Figure V.14. Pierre en granit et brique rouge déposé à l'intérieur et à l'extérieur du collecteur | 111 |
| Figure V.15. Pyranomètre utilisé dans l'expérimentation..... | 112 |
| Figure V.16. Thermocouple utilisé dans l'expérimentation..... | 112 |
| Figure V.17. Anémomètre utilisé dans l'expérimentation. | 113 |
| Figure V.18. Enregistreur de données utilisée dans l'expérimentation..... | 114 |
| Figure V.19. Emplacement des thermocouples et des anémomètres dans le prototype..... | 115 |

CHAPITRE VI. Résultats et Discussions

| | |
|---|-----|
| Figure VI.1. Comparaison entre les puissances mesurées et calculées pour la centrale SPPI..... | 117 |
| Figure VI.2. Puissance de la centrale SPPI en utilisant plusieurs systèmes de TES. | 118 |
| Figure VI.3. Influence du SM sur le LCOE en utilisant le modèle M_1 | 120 |
| Figure VI.4. Influence de SM sur E_n en utilisant le modèle M_1 | 120 |
| Figure VI.5. DNI et Puissance de sortie annuelle moyenne en utilisant le modèle M_1 | 121 |
| Figure VI.6. Influence de FFF sur C_F , E_n et LCOE en utilisant le modèle M_2 | 122 |
| Figure VI.7. Puissance de sortie annuelle moyenne en utilisant le modèle M_2 | 122 |
| Figure VI.8. Influence de FLH sur LCOE en utilisant le modèle M_3 | 123 |
| Figure VI.9. Influence de FLH sur E_n en utilisant le modèle M_3 | 124 |
| Figure VI.10. Influence de FLH sur C_F en utilisant le modèle M_3 | 124 |
| Figure VI.11. Puissance de sortie annuelle moyenne en utilisant le modèle M_3 | 125 |
| Figure VI.12. Puissance de sortie annuelle moyenne en utilisant le modèle M_4 | 126 |
| Figure VI.13. Comparaison des évolutions des puissances électriques (kW) | 129 |
| Figure VI.14. Modèle de CCS avec sol comme système de stockage (CCS1)..... | 131 |
| Figure VI.15. Modèle de CCS avec sol+eau comme système de stockage (CCS2)..... | 131 |
| Figure VI.16. Evolution de GHI et de T_a (Janvier) | 131 |
| Figure VI.17. Puissance électrique produite (Janvier)..... | 131 |

| | |
|---|-----|
| Figure VI.18. Evolution de GHI et de Ta (Février) | 132 |
| Figure VI.19. Puissance électrique produite (Février)..... | 132 |
| Figure VI.20. Evolution de GHI et de Ta (Mars) | 132 |
| Figure VI.21. Puissance électrique produite (Mars)..... | 132 |
| Figure VI.22. Evolution de GHI et de Ta (Avril) | 132 |
| Figure VI.23. Puissance électrique produite (Avril)..... | 132 |
| Figure VI.24. Evolution de GHI et de Ta (Mai) | 133 |
| Figure VI.25. Puissance électrique produite (Mai)..... | 133 |
| Figure VI.26. Evolution de GHI et de Ta (Juin)..... | 133 |
| Figure VI.27. Puissance électrique produite (Juin)..... | 133 |
| Figure VI.28. Evolution de GHI et de Ta (Juillet)..... | 133 |
| Figure VI.29. Puissance électrique produite (Juillet) | 133 |
| Figure VI.30. Evolution de GHI et de Ta (Aout)..... | 134 |
| Figure VI.31. Puissance électrique produite (Aout) | 134 |
| Figure VI.32. Evolution de GHI et de Ta (Septembre) | 134 |
| Figure VI.33. Puissance électrique produite (Septembre) | 134 |
| Figure VI.34. Evolution de GHI et de Ta (Octobre)..... | 134 |
| Figure VI.35. Puissance électrique produite (Octobre) | 134 |
| Figure VI.36. Evolution de GHI et de Ta (Novembre)..... | 135 |
| Figure VI.37. Puissance électrique produite (Novembre) | 135 |
| Figure VI.38. Evolution de GHI et de Ta (Décembre) | 135 |
| Figure VI.39. Puissance électrique produite (Décembre)..... | 135 |
| Figure VI.40. Influence de l'irradiation solaire globale, GHI, sur la puissance produite... | 137 |
| Figure VI.41. Influence de la température ambiante, Ta, sur la puissance produite | 137 |
| Figure VI.42. Influence de la vitesse ambiante de l'air, Va, sur la puissance produite..... | 138 |
| Figure VI.43. Influence du diamètre du collecteur, Dc, sur la puissance produite..... | 139 |
| Figure VI.44. Influence du diamètre de la cheminée, Dt, sur la puissance produite | 139 |
| Figure VI.45. Influence de la hauteur de la cheminée, Ht, sur la puissance produite | 140 |
| Figure VI.46. Influence de la hauteur d'eau, Hs, sur la puissance produite | 141 |
| Figure VI.47. Comparaison des coûts du LCOE d'une centrale conventionnelle et une CCS | 142 |

Liste des Tableaux

Chapitre I. Généralités sur les centrales solaires thermiques

| | |
|---|----|
| Tableau I.1. Caractéristiques des différents systèmes de stockage de chaleur | 33 |
|---|----|

Chapitre IV. Résolution et Simulation Numérique

| | |
|--|----|
| Tableau IV.1 : Répartition du potentiel solaire en Algérie..... | 85 |
| Tableau IV.2 : Conception technique et les paramètres de la centrale de SPPI..... | 87 |
| Tableau IV.3. Différents fluides utilisé dans les systèmes de stockage..... | 92 |
| Tableau IV.4. Paramètres financiers | 95 |
| Tableau IV.5. Paramètres économiques (coûts du système)..... | 95 |

Chapitre V. Étude Expérimentale

| | |
|---|-----|
| Tableau V.1. Dimensions principales et données techniques du prototype de cheminée solaire installé à SDU..... | 102 |
| Tableau V.2. Données climatiques pour le site d'Isparta..... | 102 |
| Tableau V.3. Propriétés physique du support métallique en acier inoxydable | 103 |
| Tableau V.4. Propriétés thermo physique des matériaux utilisés comme système de stockage thermique..... | 107 |

CHAPITRE VI. Résultats et Discussions

| | |
|---|-----|
| Tableau VI.1. Comparaison entre les données expérimentales et les résultats théoriques. | 116 |
| Tableau VI.2. Types de fluides caloporteurs et condenseurs utilisés | 118 |
| Tableau VI.3. Caractéristiques des fluides caloporteurs / fluides de stockage..... | 119 |
| Tableau IV.4. Principaux composants et configurations utilisés | 119 |
| Tableau VI.5. Paramètres du système de stockage | 123 |
| Tableau VI.6. Résultats optimaux obtenus en utilisant le M ₄ modèle | 126 |
| Tableau VI.7. Résultats optimaux enregistrés pour tous les modèles..... | 127 |
| Tableau VI.8. Comparaison de LCOE pour les modèles optimaux des centrales existantes | 127 |

Nomenclature

| Abréviations | |
|------------------------|--|
| AGGI | Accumulation des Gaz à Effet de Serre dans L'Atmosphère |
| AIE | Agence Internationale de l'Energie |
| BEA | Banque Extérieure d'Algérie |
| BNA | Banque Nationale d'Algérie |
| BP | Revue Statistique de L'énergie Mondiale |
| BS | Backup System / Système de Remplissage, Hybridation |
| C₁ | Refroidissement par voie Humide: Evaporation |
| C₂ | Refroidissement à Sec: Refroidi par Air |
| CC | Cycle Combiné |
| CCP | Centrale à Concentrateur Cylindro-Parabolique |
| CCS | Centrales à Cheminée Solaires ou Centrales Solaires à Basse Température |
| C_F | Facteur de Capacité (%) |
| CFD | Mécanique des Fluides Numérique |
| CNRS | Centre National de la Recherche Scientifique |
| C_p | Chaleur Spécifique du Matériau |
| CPA | Crédit Populaire d'Algérie |
| C_{pL} | Capacités Calorifiques Massiques en Phase Liquide |
| C_{pS} | Capacités Calorifiques Massiques en Phase Solide |
| CSP | Centrales Solaires Thermodynamiques ou à Concentration ou Centrales Solaires à Haute Température |
| DLR | Agence Spatiale Allemande |
| DNI | Irradiation Normale Direct (W/m^2 , kWh/m ² /an) |
| DOE | Département d'Energie des Etats Unies |
| DSG | Génération Directe de Vapeur |
| EDF | Électricité de France |
| EEPROM | Electrically-Erasable Programmable Read-Only Memory |
| E_n | Énergie Annuelle (GWh) |
| FFF | Fraction de Combustible de Remplissage |
| FLH | Heures de Pleine Charge |
| GAST | Gas-Cooled Solar Tower Project / Projet de Tour Solaire refroidie au gaz |
| GES | Gaz à Effets de Serre |
| GHI | Irradiation Globale Horizontale (W/m^2 , kWh/m ² /an) |
| HCE | Collecteur Thermique |
| HSS | Hitec Solar Salt |
| HTF | Fluide de Transfert Thermique ou Fluide Caloporteur |
| HTF₁ | Fluide de Transfert Thermique Therminol VP ₁ |
| HTF₂ | Fluide de Transfert Thermique Hitec Solar Salt |
| HTVTS | Section de Transition Horizontale à Verticale |
| I | Irradiation (W/m^2) |

| | |
|---------------------------|--|
| IPSE | Formation Interprofessionnelle Basée sur la Simulation |
| IPWSC | Cheminée Solaire à Paroi Passive Inclinée |
| IRENA | Agence Internationale pour les Energies Renouvelables |
| LCOE LEC | Levelized Cost Of Energy or Electricity / Coût Moyen Actualisé De L'électricité |
| LCD | Ecran à Cristaux Liquides |
| LFR | Concentrateur à Réflecteur Linéaire Fresnel |
| LHS | Systèmes de Stockage de Chaleur Latente |
| LSSVM | Least-Squares Support Vector Machine |
| m | Masse du Matériau de Stockage |
| MENA | Moyen-Orient et Afrique du Nord |
| MCRT | Transfert Radiatif de Monte Carlo |
| NIT | Institut National de Technologie |
| NOAA | Agence Américaine d'Observation Océanique et Atmosphérique |
| NREL | Laboratoire National des Energies renouvelables |
| PCM | Matériau à Changement de Phase |
| Pe | Puissance de sortie (kW) |
| PVC | Polychlorure de Vinyle |
| RMIT | Institut Royal de Technologie de Melbourne |
| SAM | System Advisor Model |
| SAPG | Solar Aided Power Generation / Production d'énergie solaire appoint |
| SCA | Assemblée de Capteur Solaire |
| SDU | Université De Süleyman Demirel |
| SEGS | Systèmes de Production d'Energie Solaire |
| SHS | Systèmes de Stockage de Chaleur Sensible |
| SM | Multiple Solaire |
| SNL | Laboratoire National de Sandia |
| SPPI | Solar Power Plant One / Centrale Solaire à Concentrateur Cylindro-Parabolique de Hassi R'mel |
| SSPS | Système d'Energie Solaire Spatial |
| T₀ | Température ambiante (K) |
| TES | Système de Stockage Thermique |
| TRNSYS | Transient System Simulation Tool |
| TVP₁ | Therminol VP ₁ |
| u | Vitesse au vent dans le collecteur (m/s) |
| VFPT | Cylindro-Parabolique à Foyer Variable |
| YEKARUM | Centre de recherche et d'application des ressources d'énergie renouvelable |
| ΔT | Variation de Température |
| ΔT_L | Différence de T entre la t basse de stockages et la t de changement de phase du matériau |
| ΔT_s | Différence entre T de changement de phase du matériau et t haute de stockage |
| η_c | Efficacité du collecteur |

| Modèle utilisé par le logiciel SAM pour CSP | | |
|--|---|----------------------|
| C_{env} | Coût environnemental selon le CO ₂ rejeté | [US\$] |
| C_F | Facteur de capacité nette | [-] |
| C_{inv} | Coût d'investissement total | [US\$] |
| CO&M | Coûts annuels d'exploitation et de maintenance | [US\$] |
| crf | Facteur de récupération du capital | [-] |
| E_{net} | Energie nette générée | [kW] |
| FLH_{TES} | Capacité de stockage d'énergie thermique, exprimée en heures de capacité du bloc d'alimentation | [kWh _t] |
| k_d | Taux d'actualisation annuel | [kWh] |
| N | Période d'analyse en années | [an] |
| P | Puissance de conception | [kW] |
| Q_{el,net} | Energie totale produite | [kWh] |
| Q_{th,power-block} | Puissance thermique requise par le bloc d'alimentation aux conditions nominales | [W] |
| Q_{th,solar-field} | Puissance thermique obtenue par le champ solaire optimale | [W] |
| η_{des,cycle} | Efficacité du cycle de conception | [-] |
| H_{TES} | Nombre total d'heures de stockage souhaitées | [h] |
| P_{des} | Puissance du cycle de conception | [kW] |
| SM_{design-point} | Multiple solaire de conception | [-] |
| Modèle de J. Schlaich | | |
| A_{ch} | Section transversale de la cheminée solaire | [m ²] |
| A_{coll} | Surface du capteur solaire | [m ²] |
| C_p | Chaleur spécifique de l'air | [KJ/Kg K] |
| G | Flux de chaleur solaire | [W/m ²] |
| H | Hauteur de la cheminée solaire | [m] |
| h | Coefficient de transfert de chaleur de sortie | [W/m ² K] |
| <i>m</i> | Débit massique d'air | [Kg/s] |
| P_{max} | Max. puissance mécanique de sortie | [W] |
| P_e | Électricité produite | [W] |
| Q | Chaleur absorbée par l'air dans le collecteur | [W] |
| T_{coll} | Température de l'air dans le collecteur | [K] |
| T₀ | Température ambiante | [K] |
| u | Vitesse de l'air de la cheminée solaire | [m/s] |
| Lettres grecques | | |
| α | Absorbance du capteur solaire | [-] |
| η_{coll} | Efficacité du capteur solaire | [-] |
| η_e | Efficacité du générateur électrique | [-] |
| ρ_{coll} | Densité de l'air dans le collecteur | [Kg/m ³] |
| ρ₀ | Densité de l'air ambiant | [Kg/m ³] |
| ΔP | Différence de pression entre la base de la cheminée et la sortie | [-] |

| Modèle de Hammadi | | |
|--------------------------|---|----------------------|
| A_{coll} | Surface du collecteur | [m ²] |
| A_t | Surface de la cheminée | [m ²] |
| Cp_a | Chaleur spécifique d'air | [J/kg K] |
| Cp_s | Chaleur spécifique de stockage de l'eau | [J/kg K] |
| D_{coll} | Diamètre du collecteur solaire | [m] |
| D_h | Diamètre hydraulique | [m] |
| D_t | Diamètre de la cheminée | [m] |
| f | facteur de frottement | [-] |
| g | Constante gravitationnelle | [m/s ²] |
| G | Irradiation solaire | [W/m ²] |
| G_g | Irradiance solaire totale ou Constante solaire 1000 | [W/m ²] |
| H_{coll} | Hauteur du collecteur | [m] |
| H_t | Hauteur de la cheminée | [m] |
| H_s | Epaisseur de la couche de stockage d'eau | [m] |
| h_i | Coefficient de convection du collecteur intérieur | [W/m ² K] |
| h_{∞} | Coefficient de convection du collecteur extérieur | [W/m ² K] |
| k_a | Conductivité thermique d'air | [W/m ² K] |
| \dot{m}_a | Débit massique d'air | [kg/s] |
| \dot{m}_s | Débit massique de stockage d'eau | [kg/s] |
| P_e | Puissance électrique produite | [W] |
| P_k | Energie cinétique de l'air | [Wh] |
| P_r | Nombre de Prandtl | [-] |
| ΔP | Différence de pression | [Pa] |
| r_{coll} | Rayon du collecteur solaire | [m] |
| r_t | Rayon de la cheminée | [m] |
| Re | Nombre de Reynolds | [-] |
| t | Temps | [s] |
| T_a | Température moyenne de l'air dans collecteur | [K] |
| $T_{a,i}$ | Température de l'air à l'entrée du collecteur | [K] |
| $T_{a,0}$ | Température de l'air à la sortie du collecteur | [K] |
| T_{∞} | Température ambiante | [K] |
| T_s | Température de stockage d'eau | [K] |
| \bar{u}_{coll} | Vitesse moyenne de l'air dans le collecteur | [m/s] |
| u_t | Vitesse de l'air dans la cheminée solaire | [m/s] |
| u_{vent} | Vitesse du vent | [m/s] |
| Lettres grecques | | |
| α | Absorption de l'eau-stockage | [-] |
| μ_a | Viscosité dynamique de l'eau-stockage | [kg/ms] |
| ρ_a | Masse volumique de l'air dans le collecteur | [kg/m ³] |
| ρ_s | Masse volumique de stockage d'eau | [kg/m ³] |

| | | |
|--------------------------------------|---|------------------------------------|
| η_{tg} | Rendement de la turbine | [-] |
| $\Delta\tau$ | Longueur de la journée | [hr] |
| Modèle de Bernardes/Pretorius | | |
| A_c | Surface de débit | [m ²] |
| C_p | Capacité thermique spécifique | [J/kg K] |
| d | Diamètre | [m] |
| F | Force | [N] |
| g | Accélération gravitationnelle 9,8 | [m/s ²] |
| H | Hauteur | [m] |
| h | Coefficient de transfert de chaleur par convection | [W/m ² K] |
| I | Irradiation solaire | [W/m ²] |
| k | Conductivité thermique | [W/mK] |
| Δp_{tot} | Différence de pression totale dans la cheminée | [Pa] |
| p | Pression | [Pa] |
| P | Puissance de sortie | [W] |
| q | Flux thermique | [W/m ²] |
| R | Constante de gaz | [J/kgK] |
| R_A | Gaz constants pour air sec | [-] |
| R_v | Gaz constants pour la vapeur d'eau | [-] |
| x | Le facteur de perte de charge à la turbine | [-] |
| T | Température | [K] |
| t | Temps, s ou épaisseur | [S ou m] |
| v | Composante de vitesse radiale | [m/s] |
| v_c | Composante de vitesse verticale | [m/s] |
| w_{tot} | Vitesse obtenue en négligeant les pertes par frottement | [m/s] |
| z | Coordonnée verticale | [m] |
| Lettres grecques | | |
| α | Absorptivité ou coefficient ou angle, radians ou degrés | [-] |
| ε | Émissivité | [-] |
| η_t | Efficacité mécanique | [-] |
| θ | Radians d'angle, Rad | [-] |
| ρ | Densité | [Kg/m ³] |
| σ | Constante de Boltzmann 5,67 × 10 ⁻⁸ | [W/m ² K ⁴] |
| τ | Contrainte de cisaillement ou transmissivité | [Pa] |
| φ | Humidité relative | [-] |
| Indices | | |
| a | Air ambiant | |
| b | Direct | |
| bw | Roue de contreventement | |
| c | Collecteur | |
| d | Diffus | |

Introduction Générale



Introduction générale

Dans un monde en perpétuel mutation, l'énergie devient de plus en plus récurrente par son impact environnemental, économique et social. Les tendances actuelles de l'offre et de la consommation énergétique ne sont plus viables. On peut ainsi définir une double contrainte sur l'utilisation énergétique actuelle. La première est la raréfaction des ressources fossiles où le pétrole, le charbon et le gaz naturel sont les sources d'énergie primaires les plus consommées dans le monde (Figure 1).

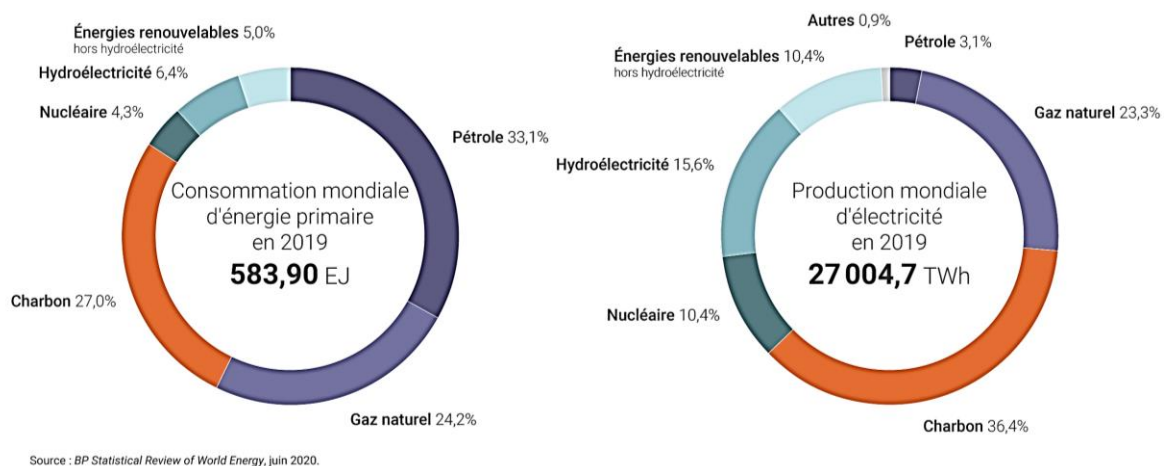


Figure 1. Consommation d'énergie totale et production d'électricité en 2019.

(Source: BP Statistical Review of World Energy) [1].

La deuxième contrainte énergétique est le changement climatique qui commence à être sérieusement perceptible suite à l'utilisation irrationnelle des combustibles fossiles, polluants de l'atmosphère. Il est à souligner que la consommation mondiale d'énergie primaire a augmenté de 1,3% en 2019. La principale source d'énergie consommée dans le monde en 2019 était le pétrole avec un taux de 33,1% de la consommation mondiale d'énergie primaire, devant le charbon (27%) et le gaz naturel (24,2%) [1].

Notons que les gaz à effets de serre (GES) conduisent à une dégradation considérable du climat avec une moyenne de 6°C de réchauffement climatique d'ici 2050 [1, 2, 3]. Les émissions mondiales de CO₂ liées à la consommation d'énergie ont pour leur part augmenté de 0,5% en 2019 (contre 1,1% par an en moyenne au cours de la dernière décennie) et ont baissé de presque 8% par rapport à 2019 [3]. Elles ont atteint leur plus bas niveau depuis 2010 (Figure 2).

Le mix de production électrique au niveau mondial reste encore largement dominé par le charbon (36,4% en 2019). La production des filières dites « décarbonées » progresse, mais

cette dernière reste minoritaire dans le mix électrique mondial (environ 23,3% de la production à base de gaz naturel, soit moins que le charbon en 2019). Selon l'indice annuel d'accumulation des gaz à effet de serre dans l'atmosphère (AGGI) publié par l'Agence américaine d'observation océanique et atmosphérique (NOAA), le « forçage radiatif » de l'atmosphère induit par les gaz à effet de serre persistants s'est accru de 43% entre 1990 et 2018, le CO₂ étant à l'origine d'environ 80% de cette augmentation [2].

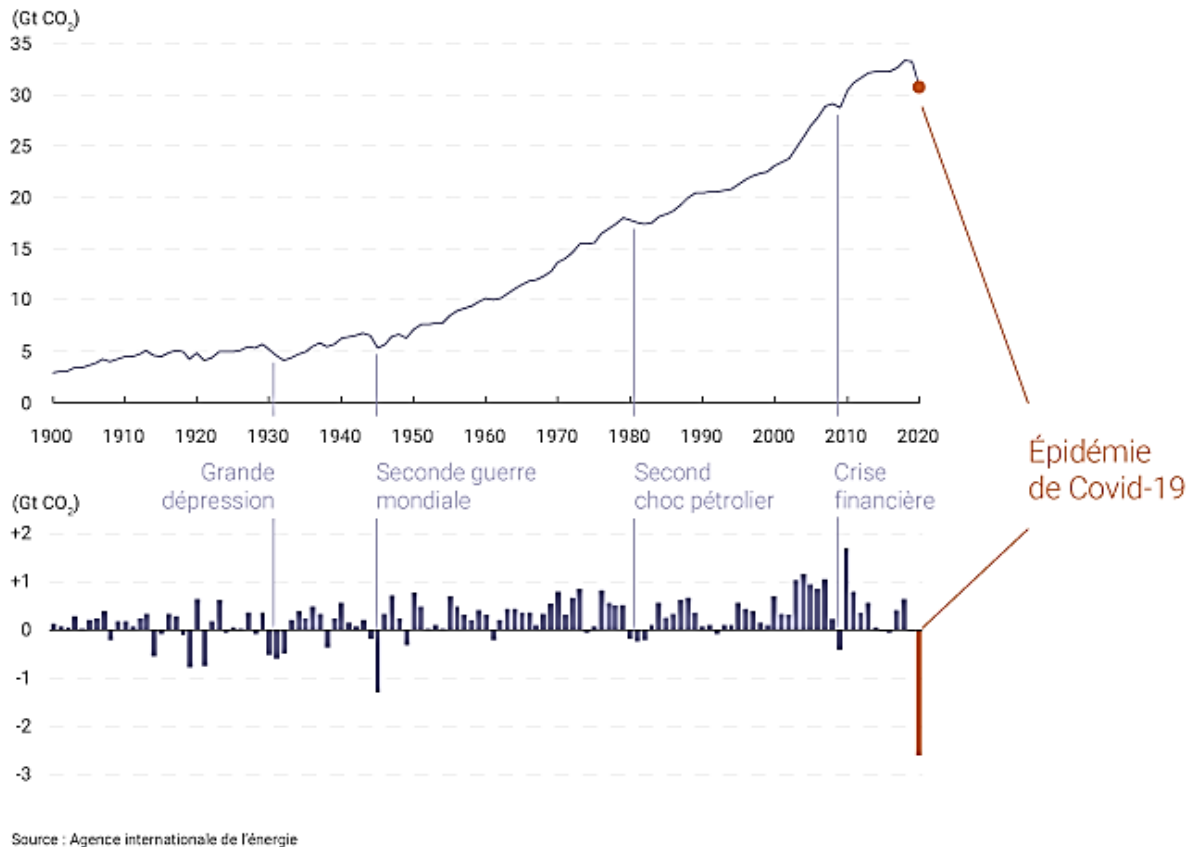


Figure 2. Évolution des émissions annuelles de CO₂ liées à l'énergie entre 1900 et 2020.

(Source : AIE Agence Internationale de l'Énergie) [2, 3].

Dans ce contexte, les énergies renouvelables se présentent comme étant une solution complémentaire dans le mix énergétique afin de réduire la dépendance énergétique exclusivement basée sur les combustibles fossiles tout en réduisant les gaz à effets de serre, premiers responsables du réchauffement climatique.

L'énergie solaire est une source d'énergie renouvelable gratuite, durable et inépuisable. C'est aussi une source d'énergie non polluante, n'émettant aucun gaz à effet de serre lors de la production d'électricité. L'électricité solaire peut ainsi compléter la consommation énergétique totale ou partielle [4].

L'implémentation des centrales solaires dans les régions d'insolation élevée est une option prometteuse pour une stratégie de production d'énergie électrique peu coûteuse, écologique et qui s'intègre facilement dans le milieu environnemental.

Les centrales solaires thermiques sont classées en :

- **Centrales solaires à haute température** «Centrales Thermodynamiques ou à Concentration (CSP)» : Elles regroupent toutes les techniques de transformation des rayons du soleil en chaleur haute température. Grâce à un dispositif optique de concentration du rayonnement solaire, il est possible de chauffer des fluides à très haute température. Une fois produite, cette chaleur peut être utilisée pour générer de l'hydrogène ou produire de l'électricité. Le solaire thermodynamique est principalement destiné aux pays à fort ensoleillement, les régions arides, où d'immenses surfaces sont disponibles et non exploitables et où le rayonnement solaire est très important [5].

- **Centrales solaires à basse température** «Centrales à Cheminée Solaires (CCS)» : La cheminée solaire est l'un des projets les plus ambitieux de la planète pour la production d'énergie alternative. Cette dernière est basée sur l'idée de l'exploitation de l'énergie cinétique issue de la convection naturelle de l'air chauffé par le soleil, pour la production d'énergie électrique à partir de trois composants principaux : capteur solaire (collecteur), cheminée ou tour, et turbine éolienne [6].

L'utilisation des centrales solaires nécessite une densité élevée et sa demande énergétique peut être en opposition de phase avec la période de disponibilité des énergies renouvelables de manière générale. En d'autres termes, l'énergie solaire ne couvre pas toujours les besoins. Ce constat met en évidence la nécessité d'être capable de développer des moyens de stockage de l'énergie performant afin de fiabiliser et généraliser l'utilisation des énergies renouvelables [7].

Il est à souligner que l'inconvénient majeure du solaire est son intermittence. Ce constat met en évidence la nécessité de développer des moyens de stockage d'énergie assez performants pour répondre à l'intermittence du rayonnement solaire en périodes nocturnes [6]. Parmi les multiples solutions à prévoir pour la production continue d'électricité, le stockage thermique (par chaleur sensible ou latente). Le système de stockage thermique (TES) est l'une des solutions à cette intermittence et qui semble, selon la littérature, avoir le plus de chance d'être couronné de succès. C'est dans cet esprit que ce travail de thèse a été défini.

L'utilisation des centrales solaires nécessite une densité de flux élevée et sa demande énergétique peut être en opposition de phase avec la période de disponibilité des énergies renouvelables de manière générale. En d'autres termes, l'énergie solaire ne couvre pas toujours les besoins. Ce constat met en évidence la nécessité d'être capable de développer des moyens de stockage de l'énergie performant afin de fiabiliser et généraliser l'utilisation des énergies renouvelables.

Conscient de cet enjeu, le travail présenté dans ce manuscrit a permis de prédire les performances établies théoriquement en se basant sur des modèles mathématiques et des simulations numériques conjointement à une installation expérimentale de cheminée solaire.

Dans le domaine des hautes températures, les résultats théoriques ont été comparés aux résultats expérimentaux issus de la littérature. Les résultats obtenus ont permis de mieux comprendre l'influence de la variation des paramètres techniques, économiques, conditions météorologiques et variation des systèmes de stockage thermiques sur le fonctionnement des centrales solaires à concentration.

Pour les centrales à basse température, basés sur la technologie des cheminées solaires, les résultats théoriques ont été validés sur la base du prototype de cheminée solaire conçu, réalisé et installé à l'université Süleyman Demirel (SDU) en Turquie.

Le présent travail peut être considéré comme une étude énergétique, technique et économique préliminaire pour un projet d'implantation de centrales solaires thermiques avec système de stockage.

La dynamique de recherche initiée dans cette thèse (Chapitre I) a été de commencer par présenter des généralités sur les centrales solaires thermiques à haute et basse températures ainsi que leurs systèmes de stockage thermiques adéquats. Ces centrales solaires ont été introduites pour rappeler les notions théoriques de base pour la compréhension des technologies existantes, les éléments fondamentaux, et le principe de fonctionnement. La compréhension des systèmes de stockage thermique a été expliquée en présentant les différents systèmes existants dans l'industrie.

Le deuxième chapitre permet aux lecteurs d'apprécier l'état des avancées scientifiques de la recherche sur les différentes thématiques du projet et de prendre connaissance des travaux antérieurs réalisés sur les centrales solaires à basse et haute températures. Cette partie de l'étude a été complétée par une étude bibliographique sur le stockage d'énergie et plus particulièrement

sur le stockage thermique. Cela permet d'apprécier l'intérêt du stockage d'énergie thermique pour remédier à l'intermittence du rayonnement solaire.

Le troisième chapitre a pour principal objectif de présenter les différents modèles mathématiques issus de la littérature, telle que la modélisation mathématique consacrée à l'optimisation de la conception des centrales solaires d'un point de vue technico-économique ou celle dédiée aux performances énergétiques des installations solaires en tenant compte de l'influence des systèmes de stockage thermique.

Le quatrième chapitre traite de la résolution numérique des modèles mathématiques d'une part et d'autre part de la méthodologie d'optimisation des centrales solaires thermiques à concentration à l'aide du logiciel SAM (System Advisor Model).

Le cinquième chapitre est relatif à la description détaillée du protocole expérimental à travers les différentes phases depuis la conception du prototype jusqu'à sa réalisation et son installation à l'université Süleyman Demirel en Turquie.

Le sixième chapitre décrit les principaux résultats et leur discussion. Il se subdivise en deux parties : la première représente les résultats numériques issus des simulations des technologies à basse température. La deuxième partie représente les résultats obtenus relatifs aux centrales solaires thermodynamiques.

Une conclusion générale mettant en relief les résultats obtenus dans le cadre de cette étude sur la contribution à l'analyse des problèmes liés au stockage thermique dans les centrales solaires ainsi que les perspectives à donner pour la suite du présent travail a été présentée.

Chapitre I

Généralités

sur les Centrales Solaires

Thermiques



Chapitre I. Généralités sur les centrales solaires thermiques

Les centrales solaires thermiques sont des systèmes de production d'énergie électrique par utilisation du rayonnement thermique solaire. Ces installations transforment l'énergie radiative en chaleur.

Les centrales solaires sont adaptées pour les régions arides, où d'immenses surfaces sont disponibles et non exploitables et où le rayonnement solaire est très important. Parmi ces centrales on distingue celles à haute température (Centrales Thermodynamiques ou à Concentration, CSP) et celles à basse température (Centrales à Cheminée Solaire, CCS).

I.1. Centrales solaires thermiques à haute température

Une centrale solaire à haute température (Centrale solaire à concentration, CSP) se compose de trois sous-systèmes principaux : un champ solaire permettant la captation et la concentration du rayonnement solaire, un récepteur et un système de conversion de la chaleur en énergie (Figure I.1).

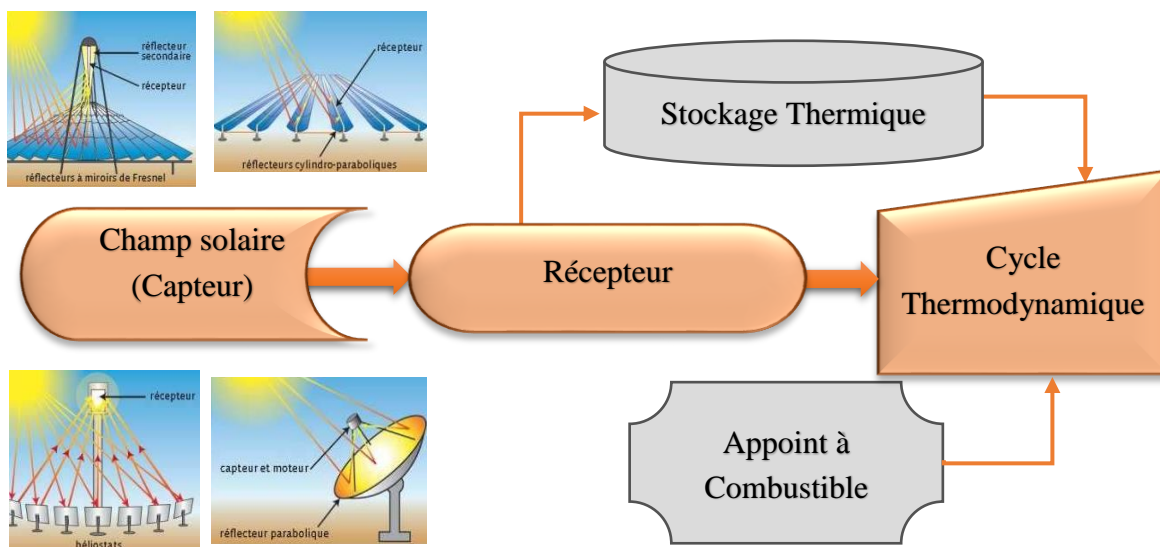


Figure I.1. Principe de fonctionnement d'une centrale solaire à concentration.

Dans les centrales actuelles, un système d'appoint et/ou un système de stockage sont installés pour améliorer les performances et augmenter le facteur de capacité, c'est-à-dire sa durée annuelle de fonctionnement. Le récepteur absorbe le rayonnement solaire concentré par les réflecteurs du champ solaire et le convertit en chaleur qui est transférée au fluide de transfert (HTF). Le HTF alimente en source chaude le système de conversion qui est le cycle thermodynamique. Le sous-système de stockage permet de compenser l'intermittence du flux solaire.

L'énergie solaire étant peu dense, il est donc nécessaire de la concentrer pour augmenter la densité de flux sur une surface donnée afin d'atteindre des niveaux de températures assurant une production d'électricité à des rendements intéressants.

Actuellement, quatre types de centrales solaires thermodynamiques à concentration sont utilisés pour la production d'électricité. Chacun de ces procédés se distingue par sa géométrie, sa température d'utilisation, donc sa performance optique et thermique et ses coûts.

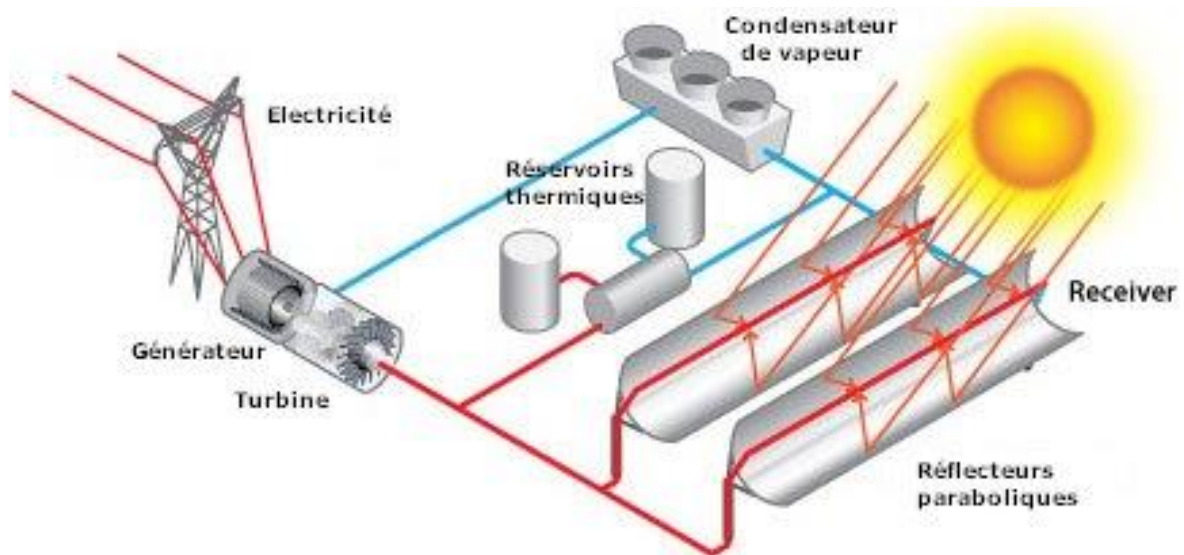


Figure I.2. Schéma de principe d'une centrale à concentrateur cylindro-parabolique [12].

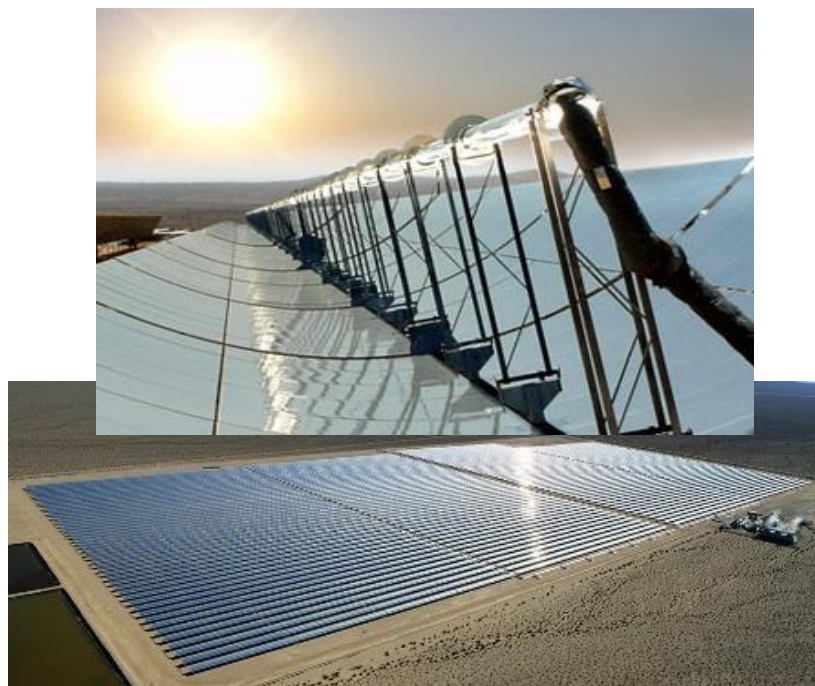


Figure I.3. Photo de la centrale cylindro-parabolique Nevada Solar One [13].

Les centrales solaires de type cylindro-parabolique (CCP), objet de notre étude, sont actuellement considérées comme la filière la plus mature et la plus économique des centrales CSP [8]. Depuis la première crise pétrolière dans les années 1970, le cylindro-parabolique a provoqué un fort intérêt dans les milieux industriels et scientifiques [9]. Ce type de centrale est composé d'alignements parallèles de longs miroirs réflecteurs hémicylindriques, qui tournent autour d'un axe horizontal (Figure I.2). Le miroir réflecteur a une largeur d'ouverture d'environ 6 m et une longueur totale entre 100 et 150 m [10]. Le rayonnement solaire est concentré sur un absorbeur tubulaire, situé sur l'axe focal, dans lequel circule un HTF. Le facteur de concentration pour un récepteur cylindro-parabolique varie entre 70 et 80 [11]. Un exemple de centrale CSP utilisant des concentrateurs cylindro-parabolique est la centrale Nevada Solar One, montrée en figure I.3.

Les concentrateurs cylindro-paraboliques travaillent à des températures qui ne dépassent pas les 500°C (leur système optique est moins performant comparé à ceux des concentrateurs ponctuels). Les huiles thermiques (hydrocarbures, huiles synthétiques) qui sont des fluides monophasiques et qui présentent un bon coefficient d'échange, peuvent être employées, leur température maximale est autour de 425°C. Cependant, leur pression de vapeur est basse à ces températures (il n'est pas nécessaire de les pressuriser), ce qui facilite leur mise en œuvre pour le stockage. L'inconvénient principal des huiles thermiques est leur degré élevé d'inflammabilité à l'air dès que l'on dépasse les 220°C, des systèmes de sécurité spéciaux sont à prévoir (une couverture d'azote ou de gaz inerte) [14, 15].

Les différentes réalisations classées dans cette filière ont toutes, jusqu'à aujourd'hui, utilisé comme fluide caloporteur des huiles de synthèse ou des huiles minérales de différentes provenances et de différentes performances, le paramètre le plus intéressant est celui de la température chaude admise : 295°C pour le Santotherm utilisé pour le DCS d'Almeria au début des années 80, 310°C pour l'ESSO 500 utilisé dans les premières centrales LUZ (1983), 393°C pour l'huile Dowtherm (MonsantoVP-1) utilisée dans les dernières réalisations de LUZ (1988) et 330°C pour l'huile Therminol VP₁ utilisée dans les centrales SEGS VI et Andasol [14, 16].

I.1.1. Catégories de stockages thermiques appliqués au CSP

Le système de stockage a pour objectif général de réduire les effets causés par l'indisponibilité de la ressource, en stockant l'énergie solaire lorsque celle-ci est en excès et en la restituant en fonction des besoins. La variabilité de la ressource solaire et de la demande induit la notion d'échelle de temps.

Bien que certains composants principaux de la technologie CSP (champ, récepteur...) sont reconnus aujourd'hui comme matures, la technologie est limitée par le manque de système de stockage adapté. Le stockage d'énergie thermique (TES) représente aujourd'hui un axe essentiel de la recherche pour le développement et l'optimisation de la technologie CSP. La plupart des centrales actuellement en fonctionnement intègrent un stockage thermique permettant notamment d'allonger la durée de production, et donc de diminuer le coût de l'énergie produite.

Un des principaux atouts des CSP est la possibilité de stocker la chaleur, ce qui est, à priori, moins difficile et moins cher que les autres types de stockage. En effet, les systèmes de stockage thermiques intégrés aux CSP sont moins coûteux et plus efficaces (avec plus de 95% d'efficacité, contre environ 80% pour la plupart des technologies concurrentes) que le stockage dans les batteries et le stockage par pompage hydroélectrique [17, 18].

En effet, puisque le rayonnement est d'abord converti en chaleur, on peut directement stocker cette chaleur pour produire ultérieurement de l'énergie. Ainsi, les technologies de stockage de la chaleur deviennent des éléments stratégiques et nécessaires pour l'utilisation efficace des CSP. Les TES sont aujourd'hui considérés comme une partie intégrante des centrales CSP, qui contribuent à la réduction des coûts de l'électricité, l'augmentation de l'efficacité annuelle solaire à l'électricité de la centrale (13,2% contre 12,4% sans stockage). Ainsi leur intégration dans la centrale devrait permettre d'atteindre un coût moyen actualisé de l'électricité (LCOE) de 6 c\$/kWh prévu par l'AIE en 2020 [17].

I.1.1.1. Stockage par chaleur sensible

Le stockage par chaleur sensible est le plus simple et le plus ancien des modes de stockage. Dans les systèmes de stockage par chaleur sensible, l'énergie est stockée, puis libérée par élévation ou réduction de la température du matériau de stockage solide ou liquide.

La quantité d'énergie stockée dépend de la masse du matériau de stockage (m), de la chaleur spécifique du matériau (C_p) et de la variation de température (ΔT) et est déterminée par l'équation (I.1) :

$$Q = m * C_p * \Delta T \quad (\text{I.1})$$

Tous les TES actuellement installés dans les centrales CSP utilisent des matériaux de stockage sensibles comme le sel fondu, la vapeur, la céramique et le graphite. Une liste des matériaux de stockage à chaleur sensible les plus utilisés est donnée dans (Annexe A).

I.1.1.2. Stockage par chaleur latente

Le stockage par chaleur latente consiste à exploiter la quantité d'énergie mise en œuvre pendant le changement d'état d'un corps. Le changement de phase solide/liquide est le plus souvent exploité pour ce type de stockage. L'équation (I.2) définit la quantité d'énergie stockée dans un matériau à changement de phase :

$$Q = m C_{pL} \Delta T_L + m \Delta h_{s-L} + m C_{pS} \Delta T_S \quad (I.2)$$

C_{pL} et C_{pS} sont les capacités calorifiques massiques en phase liquide et en phase solide.

Δh_{s-L} est l'enthalpie de changement de phase liquide/solide.

ΔT_L est la différence de températures entre la température basse de stockages et la température de changement de phase du matériau.

ΔT_S est la différence entre T de changement de phase du matériau et T haute de stockage.

L'énergie libérée ou consommée lors du changement de phase de ces matériaux est généralement 10 fois supérieure à celle des matériaux à chaleur sensibles ce qui permet de réduire le volume de matériau de stockage nécessaire. En revanche, les technologies à utiliser pour le transfert de chaleur et la sélection des matériaux sont plus complexes. Plusieurs auteurs ont identifié une grande variété de matériaux à changement de phase [19, 20]. Une liste non exhaustive des matériaux à changement de phase les plus usités est donnée en (Annexe A).

I.1.1.3. Stockage thermochimique

Le stockage par voie thermochimique est basé sur un phénomène physico-chimique réversible. Ce mode de stockage se base sur l'utilisation d'une chimie-sorption entre un gaz et un solide, d'une absorption ou une adsorption physique d'un gaz par un liquide ou un solide [21]. Le mécanisme du processus de stockage thermique par sorption ou par voie thermochimique peut être décrit par l'équation (I.3) :



Pendant le processus, la chaleur fournie au couple de sorption AB le dissocie en absorbant la chaleur pour donner naissance à deux composés A et B qu'on peut stocker séparément : c'est le phénomène endothermique. Lorsque ces deux produits sont mis en contact, le phénomène exothermique se produit pour former à nouveau le composé AB en libérant de la chaleur [22]. Les matériaux les plus en vue pour le stockage thermochimique sont présentés en (Annexe A).

I.1.1.4. Comparaison des différents types de stockage d'énergie thermique

Le Tableau I.1 répertorie les caractéristiques des trois types de stockage d'énergie thermique présentés. Six paramètres fondamentaux ont été choisis : la densité énergétique, la température de stockage, la durée de stockage, le transport de l'énergie, la maturité du système et la complexité de mise en œuvre du système. Actuellement le stockage de chaleur par voie sensible est le procédé de stockage thermique le plus mature.

Tableau I.1. Caractéristiques des différents systèmes de stockage de chaleur [23].

| | | Stockage sensible | Stockage latent | Stockage thermochimique |
|-------------------------|-----------|--|--|--|
| Densité énergétique | Volumique | Faible ~ 15-60 kWh/m ³ | Moyenne ~ 50-100 kWh/m ³ | Elevée ~ 100-500 kWh/m ³ |
| | Massique | Faible ~ 0,02-0,03 kWh/kg | Moyenne ~ 0,05-0,1 kWh/kg | Haute ~ 0,5-1 kWh/kg |
| Température de stockage | | Température de l'étape de charge | Température de l'étape de charge | Température de l'étape de charge ou température ambiante |
| Durée de stockage | | Limitée (Pertes thermiques) | Limitée (Pertes thermiques) | Théoriquement illimitée |
| Transport de l'énergie | | Faible distance | Faible distance | Distance théoriquement illimitée |
| Maturité | | Echelle industrielle (20 MW _e) | Echelle pilote (100 kW _{th}) | Echelle laboratoire (1-5 kW _{th}) |
| Technologie | | Simple | Moyenne | Complexe |

I.1.2. Systèmes de stockages thermiques appliqués au CSP

Dans un système de stockage, le matériau de stockage est un fluide en mouvement dans le système. Le système de stockage se fait en général sur le concept à deux réservoirs ou sur le concept à un réservoir couramment appelé thermocline [24].

I.1.2.1. Stockage à deux réservoirs

Dans le système à deux réservoirs, le fluide sort de la cuve froide et circule dans le champ solaire ou il accumule de l'énergie sous forme sensible par chauffage avant d'être stocké dans le réservoir chaud (Figure I.4), cette énergie est ensuite restituée au cycle thermodynamique. L'utilisation de sels fondus comme HTF et TES en même temps élimine le besoin des échangeurs de chaleur qui sont très coûteux.

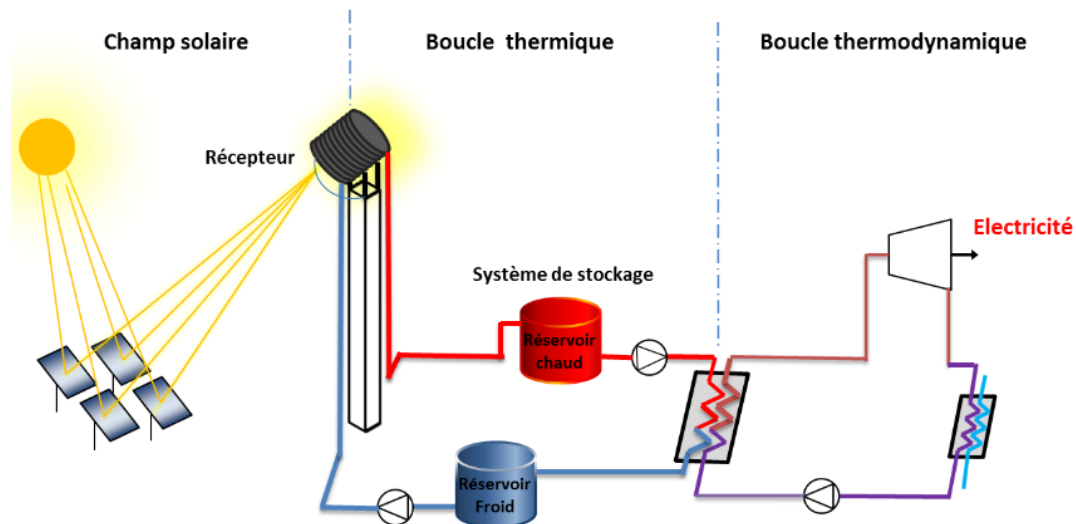


Figure I.4. Schéma simplifié du système de stockage actif direct à deux réservoirs dans une centrale à tour [25].

L'utilisation d'un échangeur de chaleur entre le champ solaire et le dispositif de stockage n'est en effet pas nécessaire [7]. Lors d'une sollicitation en phase de déstockage, ce type de système permet d'obtenir une réponse plus rapide que le système indirect. Toutefois, le matériau utilisé doit avoir de bonnes propriétés physico-chimiques, une bonne compatibilité thermique avec les matériaux environnants (conduite, réservoir...) et être à la fois un bon fluide de transfert et un bon matériau de stockage.

Cependant, la densité énergétique des fluides est généralement inférieure à 100 kWh/m^3 , et les quantités de matériaux deviennent donc importantes. De plus, le coût de ces matériaux étant de l'ordre de quelques euros voire dizaines d'euros par kilogramme, cela implique un coût énergétique pouvant atteindre des dizaines de kWh. Dans le cas particulier d'une centrale cylindro-parabolique de 50 MW, les coûts d'investissement d'un TES représentent environ 10% du coût total de l'installation [26].

L'investissement et les performances de TES dépendent principalement du matériau de stockage qui, dans les technologies actuelles, représente environ 50% du coût de l'ensemble du

TES [26]. D'autres matériaux comme les huiles synthétiques sont également envisageables dans ce type de système de stockage. Toutefois, ces huiles sont plus coûteuses que les sels fondus. Outre le caractère inflammable [8] des fluides utilisés, impliquant des mesures de sécurité drastiques [27], elles représentent un risque élevé pour l'environnement, surtout en cas de fuite. Ces matériaux engendrent donc un surcoût lié à la gestion, à la sécurité et à l'impact environnemental.

Si la technologie CSP veut être compétitive, des efforts doivent être menés pour réduire les coûts du système de stockage et son impact sur l'environnement. Par ailleurs, les matériaux utilisés devront être disponibles dans les régions où le système est implanté. Les principaux matériaux comme les huiles synthétiques et les sels fondus ne peuvent pas être utilisés dans leurs conditions actuelles de développement. Il est donc primordial d'utiliser des matériaux de stockage adaptés à la fois au système à deux réservoirs et à notre contexte. C'est dans cette perspective que nous mènerons nos premières investigations dans cette thèse.

I.1.2.2. Stockage thermocline

Les contraintes liées aux quantités importantes de matériaux mis en jeu dans les systèmes à deux réservoirs conduisent à développer le système thermocline. Cette approche émergente testée dans les années 80 à l'échelle pilote permet de réduire le coût du système de stockage en combinant le réservoir chaud et froid en un seul [28, 29]. Le fluide froid en provenance du bas du réservoir passe par le champ solaire en se réchauffant pour aller vers la partie haute et chaude du réservoir (Figure I.5).

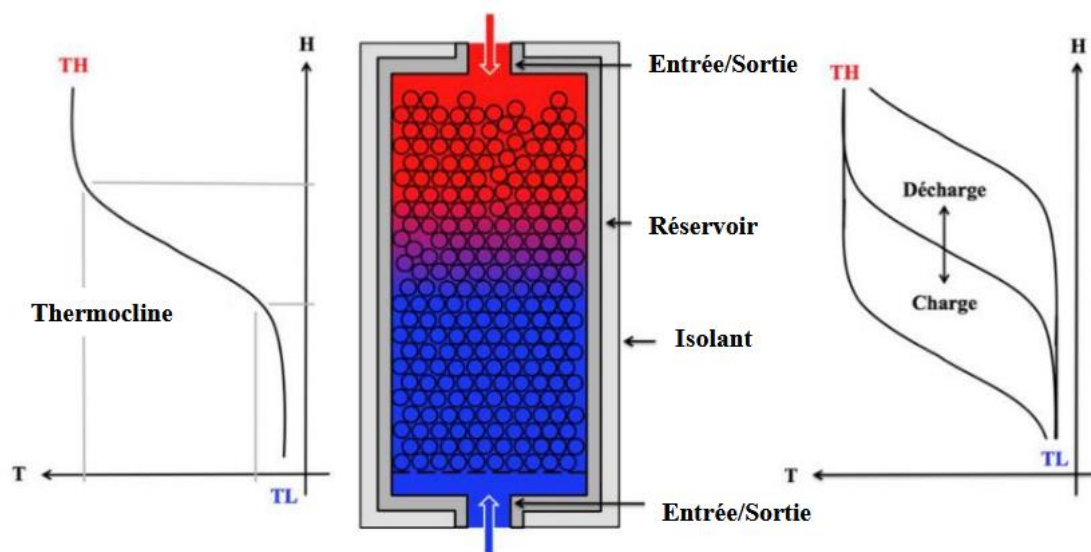


Figure I.5. Principe de fonctionnement du stockage thermocline sur lit de matériaux filaires (roches, céramiques...) [25].

Par circulation du fluide de la partie chaude de la thermocline à la partie froide de la thermocline, l'énergie stockée est ainsi transmise à la boucle de transformation thermodynamique. Le nom thermocline provient d'une zone se déplaçant axialement suivant les phases de charge ou de décharge et pouvant représenter jusqu'à un tiers de la hauteur du réservoir [28].

Malgré les avantages de ce type de système, un grand nombre de verrous sont encore à lever. La Figure I.6 décrit en détail le principe de fonctionnement du système thermocline. En effet, il est plus difficile dans un seul réservoir de séparer le fluide chaud du froid. Après un certain temps, il y a homogénéisation en raison de la convection naturelle due aux forces de dilatation.

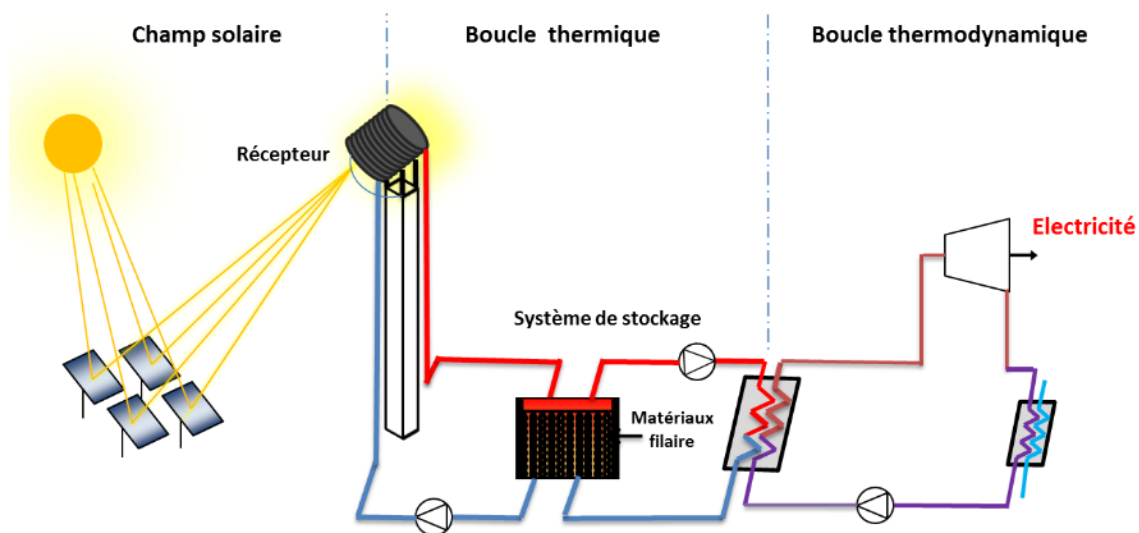


Figure I.6. Schéma simplifié du système de stockage actif direct thermocline dans une centrale à tour [25].

Toutefois, le système thermocline présente l'avantage supplémentaire de permettre la réduction du volume de fluide par le remplacement d'une partie du fluide par des matériaux solides comme les céramiques, les roches ou le sable. Ces derniers, introduits dans le système, peuvent représenter jusqu'à 80% du volume des fluides très coûteux comme les huiles synthétiques ou les sels fondus [30, 31].

I.2. Centrales solaires thermiques à basse température

La centrale solaire à cheminée est un concept destiné à produire de l'électricité en masse et à faible coût, sans utilisation de combustible fossile et sans la moindre émission de gaz à effet de serre. Le concept combine plusieurs effets et forces naturels (effet de serre, effet cheminée, effet Venturi, force de Coriolis). Validé par plusieurs travaux, l'ensemble fonctionne aussi bien

de manière autonome et de manière permanente quel que soit l'ensoleillement et le régime des vents. Il constitue un concept élaboré et performant que tout ce qui a été conçu jusqu'à présent dans le domaine de la production électrique. Il est, en particulier, bien plus efficace et économique que les dispositifs utilisant des éoliennes, des cellules photovoltaïques ou des tours solaires [32].

L'idée de base est que l'électricité pourrait être produite à partir d'un système hybride solaire – éolien composé de trois parties : Un collecteur, des aéro-génératrices, et une cheminée (Figure I.7). Son principal avantage est qu'elle peut fonctionner sans intermittence en utilisant le rayonnement solaire direct et diffus le jour et la chaleur de la croûte terrestre la nuit. Contrairement au CSP, même sous un ciel couvert, le rayonnement diffus peut être exploité par les cheminées solaires pour la production d'électricité.

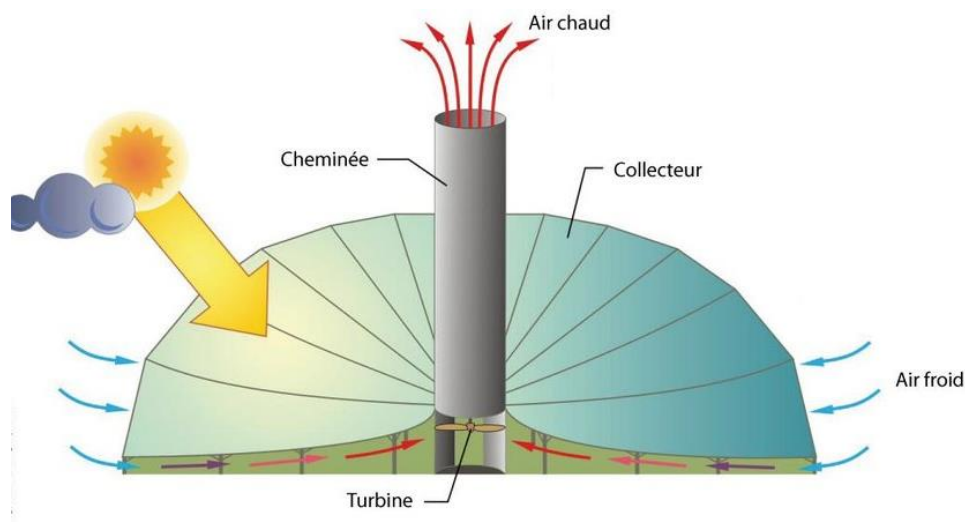


Figure I.7. Principe de fonctionnement d'une cheminée solaire [33].

I.2.1. Principe de fonctionnement

La centrale solaire à cheminée est constituée de trois éléments essentiels, à savoir, le collecteur solaire, la cheminée ou tour et la turbine qui nous sont, séparément, familiers. Leur combinaison pour produire de l'électricité a été déjà décrite en 1931 [34].

L'air est chauffé par les rayons solaires, sous la couverture transparente (plastique ou verre) du collecteur, puis s'écoule d'un écoulement ascendant suivant un itinéraire constitué par le capteur et la cheminée. La couverture transparente et le sol en dessous du couvercle constituent le collecteur solaire. Au milieu du collecteur est placée une cheminée verticale avec une ouverture à sa base, d'où s'écoulera l'air sortant du collecteur. La jonction entre la couverture transparente et la base de la cheminée est hermétique.

Son principe de fonctionnement est basé sur le fait que l'air chaud étant plus léger que l'air froid, s'élève. L'air chaud est produit par l'effet de serre dans le collecteur qui peut s'étaler horizontalement sur plusieurs dizaines de mètres sur la surface du sol. La hauteur du capteur sous la couverture peut augmenter dans la direction de la cheminée dans le but de dévier le mouvement de l'air en mouvement vertical avec une perte, due au frottement, minimale, comme elle peut diminuer dans le but de diminuer la section de passage du fluide et de ce fait, comme le débit massique reste constant, augmenter la vitesse du fluide au niveau de l'entrée de la cheminée.

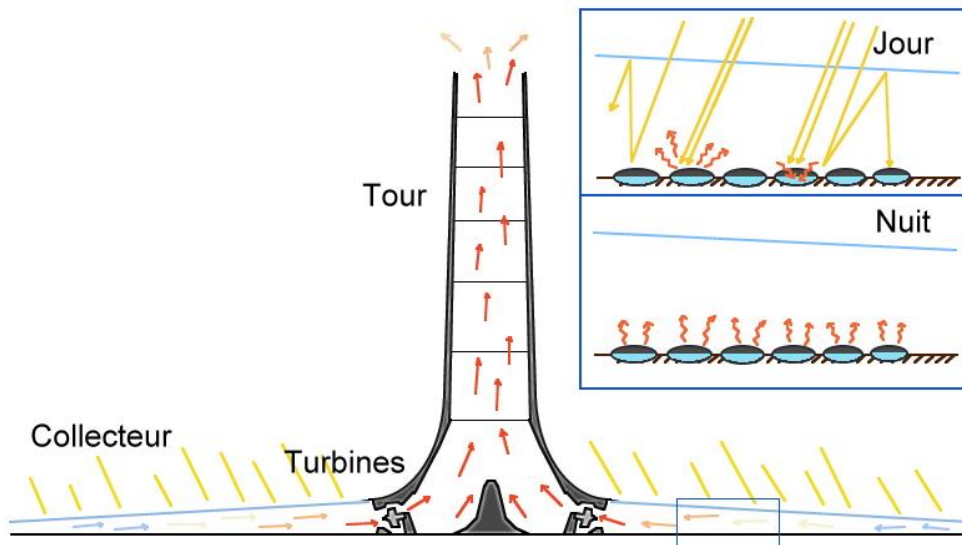


Figure I.8. Principe de fonctionnement et de stockage thermique (tubes remplis d'eau) [35].

La tour (cheminée) convertit le flux de chaleur produit par le collecteur en énergie cinétique (courant de convection) et énergie potentiel (chute de pression dans la turbine). Ainsi la différence de densité de l'air causée par l'élévation de température dans le collecteur joue le rôle d'une force d'entraînement. Le déplacement de l'air permet à des turbines situées à l'embouchure de la cheminée de produire de l'électricité à travers des génératrices qui leurs sont couplées.

La centrale reste opérationnelle pendant de longues périodes, du fait que, le sol a la capacité d'emmagasiner la chaleur reçue durant le jour et de la libérer suivant le gradient de températures sol-air et les coefficients d'échange thermique. Si on désire augmenter la capacité de stockage, Kretz [36] a proposé de fixer des tubes noirs remplis d'eau côte à côte sur la surface du sol au-dessous de la couverture du collecteur (Figure I.8). Les tubes seront remplis une fois et demeurent fermés de sorte que l'évaporation n'ait pas lieu.

I.2.2. Différents composants

Les différents composants des CCS sont les suivants : Le collecteur, la cheminée et la turbine.

I.2.2.1. Collecteur [37]

Le collecteur est la partie employée pour produire l'air chaud par effet de serre. Sa hauteur varie généralement de 2 à 6 mètres et recouvre une vaste surface de plusieurs milliers de mètres carrés. Comme le poids du verre augmente la masse du toit, les collecteurs sont supportés par une structure en tiges résistantes (Figure I.9).



Figure I.9. Collecteur de la cheminée solaire [38].

Il n'y a aucune limitation pour la superficie du collecteur : plus grande est la surface, plus grande est la quantité d'énergie produite par la tour solaire. La hauteur sous la serre doit progressivement augmenter de l'extérieur vers le centre afin de diminuer les pertes par frottement. Divers matériaux peuvent constituer le couvercle de la serre comme du verre ou films plastiques.

Le plus efficace est le collecteur en verre, compte tenu de son rendement de conversion d'énergie solaire en chaleur qui pourra aller jusqu'à 70%. En outre, avec un entretien et une maintenance appropriés, sa durée de vie peut facilement atteindre 60 ans ou plus.

I.2.2.2. Cheminée (Tour) [37]

La partie la plus importante de la cheminée solaire est la cheminée (tour). Elle agit comme une machine thermique. Les pertes par frottements étant minimales dans la cheminée, celle-ci agira comme un tube de pression (Figure I.10).

Deux principaux types de cheminées sont possibles : celles autoportées (construites en dur, béton ou acier) et les cheminées haubanées (structures plus légères constituées de tubes).

La durée de vie des cheminées en béton est bien supérieure à celle des cheminées en membranes, une centaine d'années contre quelques années à peine.

I.2.3. Différents phénomènes intervenants dans la cheminée solaire [40]

Si le projet de tour solaire est si intéressant, c'est parce que les différents phénomènes et réactions physiques qui s'y déroulent sont connus et maîtrisés par l'homme depuis des décennies.

I.2.3.1. Effet Venturi

Le nom de cet effet vient du nom du physicien italien Giovanni Venturi. Ce phénomène se traduit par une accélération des particules gazeuses (dans ce cas-là, l'air) dû à un rétrécissement de leur zone de circulation. Cela entraîne également une baisse de la pression.

I.2.3.2. Effet de serre

Le collecteur de la cheminée solaire est en verre ou plastique qui est transparent au rayonnement de courte longueur d'ondes, mais opaque au rayonnement I.R (de grande longueur d'ondes), permettant de réaliser un effet de serre.

I.2.3.3. Effet de convection naturelle

Quand l'air est chaud, il s'élève et la pression diminue : il y a une dépression. Au contraire, l'air froid descend, la pression augmente : il y a un anticyclone. Entre deux cellules d'air de pression différentes, un vent se crée et va de l'anticyclone vers la dépression. Les particules chaudes sont plus légères que les particules froides, et cherchent à les atteindre : ces particules se dilatent sous l'effet de la chaleur, et sont ainsi moins denses (donc plus légères).

I.2.3.4. Effet d'ovalisation

Cet effet a été contré dans la tour solaire grâce à des structures circulaires disposées à intervalles réguliers dans la tour, sinon elle se replierait sur elle-même.

I.2.3.5. Stockage d'énergie

La production d'énergie persiste aussi la nuit : des cylindres de couleur opaque, remplis d'eau, captent la chaleur durant la journée et la libèrent durant la nuit.

I.2.4. Catégories de stockages thermiques appliqués aux CCS

Les cheminées solaires fonctionnent en présence de rayonnement solaire qui fonctionne pendant la journée. En l'absence de rayonnement (la nuit), il va c'est pour cela qu'on utilise le rayonnement de la lumière du jour pour faire fonctionner la cheminée la nuit par la méthode de stockage d'énergie [41].

Il y a plusieurs façons de stocker l'énergie thermique. Ces appareils sont de première classe en fonction de la température à laquelle le stockage fonctionnera. Selon la valeur de ces températures, il est possible d'utiliser différents types de matériaux. Il y a trois options distinctes : stockage sous une chaleur sensible ou chaleur latente ou thermo-chimique [42].

I.2.5. Systèmes de stockages thermiques appliqués aux CCS

Il y a plusieurs systèmes de stockage d'énergie pendant la nuit et actuellement les chercheurs [43] utilisent les méthodes suivantes :

I.2.5.1. Par chauffage du sable

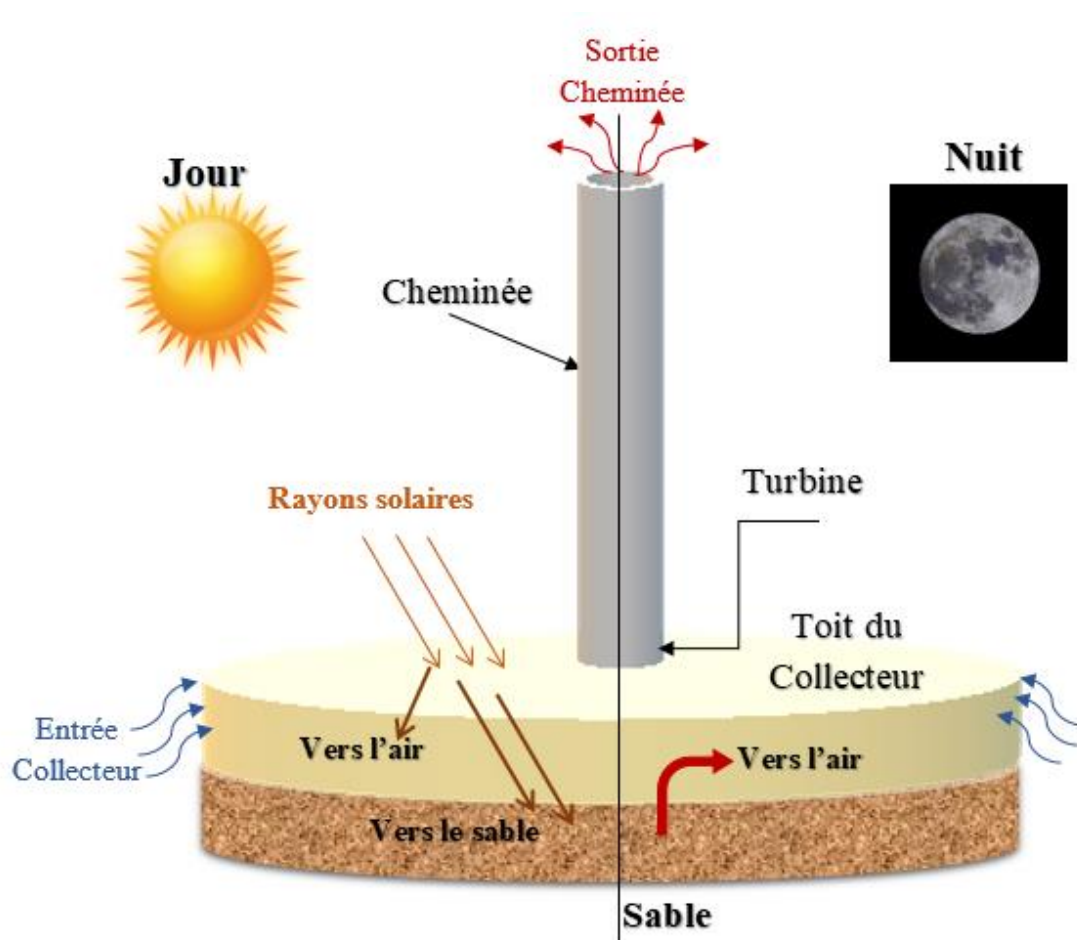


Figure I.12. Fonctionnement d'une CCS avec TES par chauffage du sable.

Le sable est chauffé par le soleil pendant la journée et de l'énergie est stockée, puis la chaleur est libérée pendant la nuit et continue à faire fonctionner la turbine (Figure I.12). Le sable chauffe et absorbe la chaleur du soleil, le flux d'air chaud transmis à la cheminée assure la production d'électricité en faisant tourner la turbine à l'intérieur de la tour. Le tour de force de cette installation est qu'une porte à air a été ajoutée afin d'intégrer l'énergie éolienne dans le

réseau électrique, ce qui permet au système de fonctionner en hiver même quand il y a un minimum de soleil. De cette façon, le système peut fonctionner 24h autour de l'horloge, 365 jours d'une année [43].

Le sable est un matériau stratégique : un excellent solide pour engranger l'énergie thermique, il ne se dégrade pas et ne perd jamais ses caractéristiques (fond seulement à 1600 degrés), il ne pollue pas et ne donne pas de problèmes de fin de vie (le cycle terminé, il peut être utilisé par exemple dans l'industrie du bâtiment) et surtout, il ne coûte presque rien [44].

I.2.5.2. Par chauffage de Galets

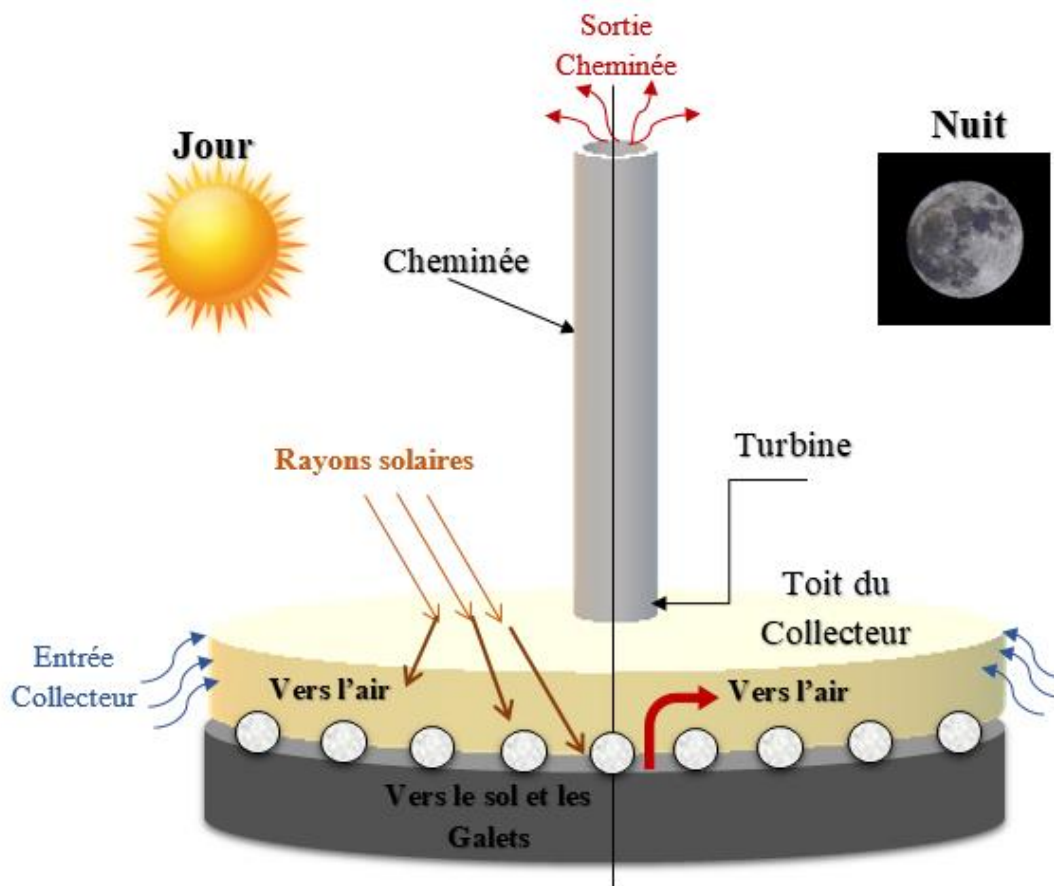


Figure I.13. Fonctionnement d'une CCS avec TES par chauffage de galet.

Afin d'optimiser cette production nocturne, on peut placer sous la serre des galets qui ont un pouvoir de stockage de chaleur très important. (Figure I.13). En effet, durant la journée, ces galets sont exposés constamment aux rayons du soleil et donc emmagasinent cette chaleur afin de la restituer durant la nuit. Ce procédé est très peu coûteux et simple à réaliser donc une rentabilité immédiate.

I.2.5.3. Par chauffage d'eau

Des tubes noirs remplis d'eau sont placés sur le sol ou une cuve contenant de l'eau, avec capacité calorifique de l'eau égale à 4.18 kJ/kg et d'environ cinq fois supérieure à celle du sol (0.75 – 0.85 kJ/kg) (Figure I.14). Pendant le jour une partie du rayonnement solaire est stockée dans ce système de stockage thermique sous forme de chaleur et libérée pendant la nuit, quand l'air dans le collecteur commence à refroidir.

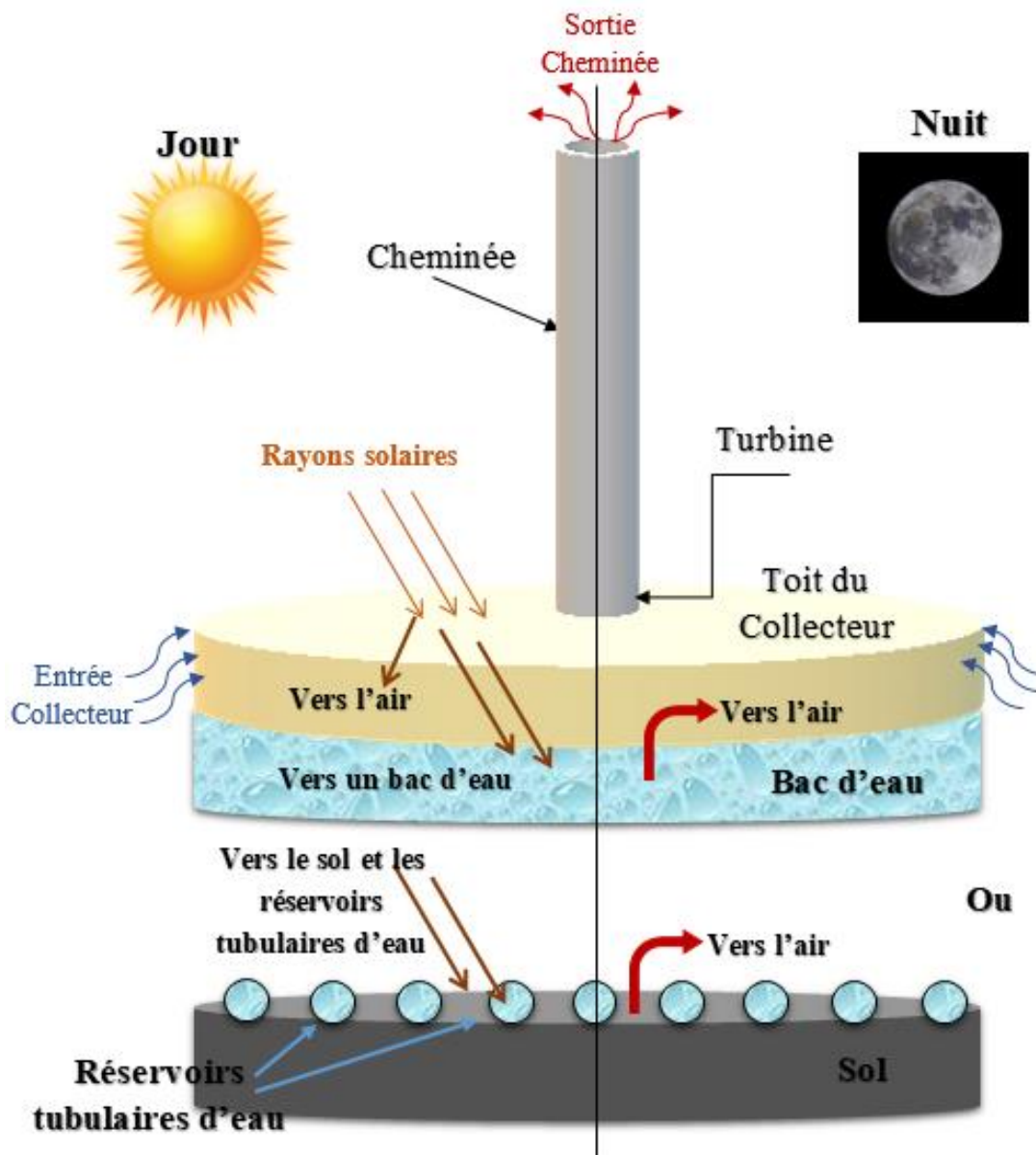


Figure I.14. Fonctionnement d'une CCS avec TES par chauffage d'eau.

Chapitre II

Revue Bibliographique



Chapitre II. Revue Bibliographique

Ce chapitre est relatif à l'examen des études antérieures sur les centrales solaires thermiques. Le stockage thermique dans ces systèmes a fait l'objet d'une analyse particulière compte tenu de son intérêt et de l'objectif visé dans la présente étude.

Le chapitre est divisé en deux parties : la première est relative à l'analyse des recherches sur les centrales solaires à haute température, la seconde, introduit l'état de l'art impliquant un travail bibliographique précis et une analyse des publications majeures des travaux déjà réalisées sur les centrales à cheminée solaire (Théorique et expérimentale).

II.1. Centrales solaires thermiques à haute température

Dans la première partie on présentera une recherche bibliographique des centrales solaires à concentration en se basant sur les recherches similaires à notre étude.

II.1.1. Historique

L'utilisation de l'énergie solaire thermique est un fait très ancien. La première description de cette source d'énergie thermique a une origine lointaine. En Mésopotamie (L'Irak d'aujourd'hui), des sculptures dans des récipients en métal précieux illustrant le procédé pour obtenir du feu au moyen de l'énergie solaire ont été découvertes. Beaucoup plus tard, le savant arabe Ibn Al Haïtam (965-1039) a décrit un procédé solaire de pyrolyse par miroir parabolique ou sphérique [45].

En 1774, le chimiste français Antoine Laurent de Lavoisier (1743-1794) inventa un four solaire utilisant des lentilles convergentes [46]. Un siècle après, le professeur Augustin Mouchot (1823-1912) conçoit une (chaudière solaire) destinée à la cuisson des aliments, puis met au point des machines thermiques solaires à concentrateurs métal.

En 1901, le système conçu par Mouchot fut ensuite appliqué par l'ingénieur Anglais Aburey Eneas à Pasadena en Californie pour la construction d'une chaudière plus importante de 7.457 kW et d'une surface réfléchissante de 65.03 m². La première application des concentrateurs cylindro- paraboliques à grande échelle date de 1913. Frank Shuman et Salesman, installèrent une chaudière solaire à Méadi, près du Caire, pour le compte de (the Sun Power Company) [47].

Des prototypes de centrales à tour de puissances inférieures à 11 MWe ont ainsi été exploités à titre expérimental dans les années 1980 à 2000. La centrale Thémis de 2,5 MWe,

installée à Targasonne en France et exploitée de 1983 à 1986, a démontré la validité du concept de caloporteur à sel fondu et stockage de sel. Ce concept a été repris et poursuivi à Barstow en Californie avec l'expérience Solar Two, 1997-2000. Auparavant aux États-Unis, la production directe de vapeur dans le récepteur central d'une tour avait été validée par l'expérience Solar One en Californie, 1982-1985 malgré un incident majeur sur le récepteur [48].

II.1.2. Études à caractère théorique

Le développement des CSP peut être divisé en trois périodes : la première période a commencé à la fin des années 70 et s'est prolongée jusqu'aux années 80. Le développement des CSP a reçu un soutien important en tant que technologie ayant le potentiel de faire face à la dépendance aux combustibles fossiles pour la production d'énergie. Ce soutien a été renforcé par la crise pétrolière qui a duré de 1973 à 1979 [49]. Pendant cette période, les scientifiques ont investi des efforts importants dans le développement de diverses méthodes d'utilisation du rayonnement solaire pour produire de l'énergie. Initialement, au cours de cette période, les études se sont concentrées sur la technologie de tour solaire, le cylindro-parabolique et le Dish Stirling [50].

Plusieurs études de recherche fondamentale au cours de la dernière décennie visaient l'optimisation et la simulation. Parmi ceux-ci, les suivants étaient les plus importants. Spirkl et al. [51] ont optimisé un réflecteur secondaire compact pour la centrale électrique CCP qui comprenait des absorbeurs tubulaires. Ils ont remarqué que le réflecteur auxiliaire augmentait considérablement la concentration et qu'il était optimal dans une large gamme de formes.

En 2008, Golding et Becerra-López [52] ont présenté une étude sur la conception d'une technologie attractive. Il s'agissait d'un nouveau système hybride (énergie renouvelable et gaz naturel). Le système était une technologie combinant des piles à combustible à oxyde solide alimentées par des carburants renouvelables dont il a été développé et installé au Texas. Cette méthode avait été optimisée dans un cadre de durabilité. Cette dernière a été convertie en une étude d'optimisations multi-objectives. Ils ont constaté que la mise en œuvre d'une gamme optimale de technologies de production d'électricité réduisait l'impact environnemental et s'avérait économiquement abordable pour les pays en développement.

Un an plus tard, en 2009, Montes et al. [53] ont démontré une technique de commercialisation de multiples solaires sans stockage ni hybridation. Ils ont utilisé 5 centrales CCP, dont ils ont optimisé le solaire multiple, et la valeur optimale trouvée était de 1,16.

En 2012, Jin et al. [54] ont expliqué l'approche LSSVM basée sur l'optimisation de la centrale CCP. Cette technique est exploitée pour modéliser la partie capteur solaire. Ils ont extrait les associations complexes entre le flux solaire, la performance du capteur solaire et le débit, et la température d'entrée du HTF. En conclusion, la nouvelle méthode a présenté les données essentielles à l'amélioration du CCP. La même année, Tsai et Lin [55] ont proposé un procédé d'analyse et d'optimisation de la géométrie du concentrateur de la centrale électrique pour assurer l'uniformité de la distribution de l'irradiance sur le couvercle du caloduc. Ils ont constaté que le cylindro-parabolique à foyer variable (VFPT) améliorait l'uniformité de la distribution de l'irradiance d'environ 84% par rapport à celui obtenu en utilisant le réflecteur à cylindro-parabolique standard (CCP). En 2013, Abu-Hamdeh et al. [56] ont développé une méthode et fabriqué un prototype de réfrigération par adsorption solaire avec des conditions et des caractéristiques spécifiques. Le but du système était d'obtenir des paramètres optimaux par des méthodes expérimentales et analytiques.

Un an plus tard, en 2014, Pierucci et al. [57] ont caractérisé la centrale électrique optimisée CCP. Le rapport de concentration dans des conditions limites spécifiques et l'efficacité optique ont été pris en considération. Ils ont conclu qu'il existait de nombreuses configurations pour maximiser les performances et le facteur de concentration géométrique. Silva et al. [58] ont développé une méthodologie d'optimisation thermo-économique pour promouvoir la production d'une CCP pour les applications industrielles. La méthodologie combinait des étapes de simulation, de configuration et d'optimisation pour économiser sur le coût de production.

En 2015, plusieurs études sur l'optimisation de la CCP ont été menées. Les plus importants sont ceux de Lui et de ses collaborateurs [59]. Les auteurs ont développé un modèle d'optimisation optique sur les performances de la centrale électrique CCP. Il était basé sur le procédé de Monte Carlo. Les résultats d'optimisation concordent étroitement avec les données de citation, démontrant que l'approche MCRT était fiable et réalisable. Cette méthode a donné des résultats remarquables. Bandyopadhyay et Desai [60] ont publié leur vaste enquête sur l'efficacité économique et énergétique d'une CCP sans système de stockage thermique. Ils ont affirmé que la pression d'entrée optimale de la turbine était inefficace aux fins du rayonnement de conception. De plus, Yang et ses collaborateurs [61] ont effectué un examen mathématique de l'influence de l'écart du miroir sur la charge du vent sur les collecteurs cylindro-paraboliques. Les retours de simulation ont validé l'idée que la déformation la plus importante du poids des capteurs et des miroirs réfléchissants était réduite d'environ 5,8% et 4,6%, respectivement, par rapport au modèle fondamental. Kasaeian et al. [62] ont optimisé et amélioré un modèle de

capteur solaire utile grâce à l'optimisation CCP, qui visait à maximiser la corrélation non dimensionnelle de la perte de charge avec les nombres de Reynolds et Richard et le nombre de Nusselt utilisés comme restrictions de conception. Les résultats ont confirmé que le développement du transfert de chaleur était directement lié au taux de concentration des nanoparticules. En revanche, il avait une relation inverse avec la température de fonctionnement.

Un an plus tard, en 2016, Chen et al. [63] ont étudié un processus pour optimiser les processus de transfert de chaleur dans le CCP des opérations DSG. Les résultats ont montré que la génération de tourbillons longitudinaux le long du courant principal dans le récepteur en optimisant la structure solide du récepteur diminuait efficacement la variance de température circumférentielle et augmentait la fiabilité.

Guo et Huai [64] ont effectué une optimisation multi-paramètres de CCP en utilisant un algorithme génétique. Ils ont observé que les paramètres de conception du CCP étaient interdépendants et collaboratifs. Par conséquent, la production optimale de récepteurs solaires n'a pas pu être obtenue en ne considérant qu'un seul paramètre.

En 2017, Sun et al. [65] ont étudié numériquement le collecteur cylindro-parabolique à double axe et soumis une approche de suivi optimisée pour maximiser la valeur du rayonnement solaire collecté chaque année. Les résultats ont montré que la production était mesurée à plus de 0,6 par rapport aux méthodes traditionnelles de suivi à un et à deux axes.

Un an plus tard, en 2018, Moghimi et Ahmadi [66] ont axé leurs recherches sur la manière d'éviter les phénomènes de salissure miroir qui affectaient les performances du CCP par l'optimisation d'un pare-vent important autour d'une centrale électrique CCP pour la protéger des revêtement anti-poussière à l'aide de l'ANSYS-Fluent. Les résultats de la simulation numérique ont montré que la conception optimale des pare-vent (en taille et en forme) réduisait les coûts d'exploitation. Par conséquent, le prix de la production d'électricité LCOE est diminué et la conception optimisée du brise-vent a dirigé une quantité considérable de particules de poussière (plus de 86%) hors du champ solaire. De plus, il a montré que la paroi barrière détournait efficacement les plus grosses particules du champ solaire.

Kasaeian et al. [67] ont utilisé le procédé Monte Carlo dans les systèmes CCP optimisés de différentes tailles avec trois configurations de variables. Les résultats ont montré qu'avec l'angle de la jante de 100° , le diamètre du récepteur de 0,025 m et la largeur d'ouverture du collecteur de 0,6 m, garantissaient une performance optique de 65%.

En 2019, Ehyaei et al. [68] ont examiné une optimisation multi-objectifs basée sur l'exergie, l'énergie et l'interprétation économique pour examiner l'acte de CCP et atteindre la meilleure productivité exergetique et le coût de produit minimum de CCP. Les rendements optimaux ont révélé que le rendement énergétique, le rendement exergetique et le coût de la chaleur étaient respectivement de 35,55%, 29,22% et 0,0142 \$/kWh.

Moloodpoor et al. [69] ont suggéré une stratégie d'optimisation de la section transversale discrétisée du tube récepteur pour calculer les pertes de chaleur. Les résultats ont été confirmés par des mesures expérimentales des rapports du Sandia National Laboratory [70]. Les observations et la validation ont montré que les résultats analytiques obtenus étaient en accord étroit avec les résultats pratiques.

Khanmohammadi et son équipe [71] ont réalisé une optimisation multidisciplinaire (taux de perte d'exergie, puissance de sortie et prix de revient moyen) d'une réfrigération électrique soutenue par CCP. Les résultats ont montré que l'examen exergetique indiquait que le développement du système avait un potentiel. La puissance de sortie CCP a été réduite de 353,21 kW à 280,1 kW, et le coût annuel moyen est passé de 8,215 \$/h à 5,74 \$/h.

En 2020, May Tzuc, Bassam et leurs collaborateurs [72] ont proposé et présenté une analyse économique et environnementale des technologies solaires thermiques et de leur industrie d'application pour une combinaison durable du système photo-thermique CCP avec les projets industriels à enthalpie de base et moyenne pour la production de chaleur propre, ils ont réussi à déterminer une méthodologie qui encourage les recherches futures pour comparer diverses technologies solaires thermiques et classer l'option la plus rentable. De plus, cette méthode s'avère être un outil bénéfique pour prendre des décisions d'investissement en termes de génération de chaleur de procédé.

Ali Abaza et ses collaborateurs [73] ont lancé une recherche visant à développer une méthodologie pour la rentabilité d'un prototype de tour solaire à concentration de 10 MW avec un système de stockage d'énergie thermique grâce au calcul LCOE. Au cours de la même année, Shagdar et al. [74, 75] ont mené une étude pour améliorer les indices technico-économiques et écologiques d'un système de production électrique à petite échelle. L'analyse numérique est réalisée à l'aide du logiciel de simulation IPSE pro basé sur la méthode du bilan thermique pour quatre cas différents. Ils ont démontré que l'étude du système de production d'énergie solaire (SAPG) a une importance pratique significative pour produire de l'électricité avec un minimum de polluants et une efficacité maximale. Dans une seconde étude, les auteurs ont étudié

l'intégration de l'énergie solaire avec une centrale thermique au charbon de 300 MW en remplaçant le premier appareil de chauffage haute pression par un champ solaire de type collecteur parabolique. Les auteurs ont conclu que l'intégration du système SAPG réduit la consommation de charbon de 8,82 tonnes par heure en augmentant la puissance de sortie de 20 MW.

Contrairement à l'utilisation d'autres sources d'énergie renouvelables, les centrales CSP permettent l'intégration de système de stockage, contribuant à amortir l'intermittence de l'irradiation solaire en assurant une alimentation interrompue à tout moment de la journée. L'intégration d'un système TES augmente le potentiel d'une centrale CSP. Premièrement, il permet de corriger l'inadéquation entre l'offre et la demande d'énergie [24]. Deuxièmement, le stockage permet de déplacer la production d'électricité vers des périodes de prix plus élevés, ce qui offre d'autant plus d'opportunités et de rentabilité au système [30, 76]. Enfin, la fiabilité et la flexibilité d'un CSP avec système de stockage augmentent en améliorant la qualité des services fournis. Trois technologies de stockage différentes ont été développées à ce jour; stockage de chaleur sensible, latente et thermochimique [77, 78].

Parmi les centrales commerciales actuellement en service, la technologie de stockage la plus populaire et la plus couramment utilisée est le stockage de sel fondu à deux réservoirs SHS [79]. L'efficacité du système SHS inclut les températures de fonctionnement, les propriétés physiques et thermiques du matériau de stockage (principalement la densité, la conductivité thermique et la diffusivité), la compatibilité entre les matériaux sélectionnés, les pertes de chaleur et les coûts du système. Les sels fondus et les huiles minérales sont largement utilisés respectivement dans les centrales à tours et les centrales électriques à cylindro-parabolique.

Les systèmes de stockage de chaleur latente LHS impliquent la transition de changement de phase des matériaux entre principalement solide et liquide [42]. Les systèmes LHS ont une densité de stockage plus élevée que les SHS, les plages de température sont flexibles et permettent une utilisation optimale des matériaux de stockage en réduisant les coûts d'investissement et de construction [79, 80]. Le principal inconvénient de l'utilisation des PCM est leur faible conductivité thermique, seulement 0,2 et 0,8 W/mK, ce qui gêne le transfert de chaleur pendant les cycles de charge et de décharge. La conductivité des matériaux de stockage de chaleur sensible est mieux classée [81]. Bien que le LHS ne soit pas encore couramment utilisé dans le secteur de la production d'énergie, des développements récents ont montré une efficacité en améliorant la conductivité PCM. Le stockage d'énergie thermochimique combine à la fois des stockages de chaleur de réaction sensible et réversible. Il permet un stockage

d'énergie plus élevé pendant des périodes plus longues puisque sa densité d'énergie volumétrique est de 5 à 10 fois plus élevée que les TES latents et sensibles, respectivement [82] et il fonctionne dans des plages de températures plus larges. Par conséquent, la mise en œuvre d'un stockage de chaleur thermochimique dans un CSP permettrait d'augmenter l'efficacité de conversion moyenne annuelle de la centrale [83].

A titre d'exemple, une plage de température de fonctionnement entre 250°C et 750°C, avec une chaleur spécifique d'environ 1 kJ/kg, la capacité de stockage de chaleur du SHS est d'environ 500 kJ/kg, et elle varie de 700 à 1000 kJ/kg pour LHS en raison de la chaleur dégagée lors d'une transition de phase, et pour le stockage thermochimique, la capacité de stockage de chaleur dépasse 1000 kJ/kg [77]. D'un point de vue économique, les technologies CSP avec stockage thermique intégré sont toujours capitalistiques en fonction de la configuration considérée et de la capacité électrique. Une production d'électricité à concentrateur cylindro-parabolique sans stockage a un coût en capital de 4600 \$/kW, tandis que l'intégration d'un SHS de 6 h augmente les coûts en capital entre 7100 \$/kW et 9800 \$/kW [84]. Plusieurs études ont examiné la rentabilité de différentes technologies de stockage par la détermination du LCOE. Les modèles sont de triple nature. La première catégorie comprend un CSP avec SHS.

Kearny et al. [85] ont déterminé que le LCOE des centrales de systèmes de génération d'énergie solaire (SEGS) en Californie peut être réduit de 14,2% pour une centrale cylindro-parabolique avec un système de stockage à deux réservoirs fonctionnant à 450°C. Avec des valeurs de température plus élevées, les améliorations peuvent atteindre 17,6% et des réductions de coûts supplémentaires sont possibles lors de l'utilisation d'un système de stockage thermocline [86]. La deuxième catégorie de modèles a examiné les aspects économiques de la LHS par rapport à la SHS. Un système de stockage de chaleur latente à grande échelle avec des thermosiphons intégrés peut être compétitif avec un système SHS à deux réservoirs [87]. Une réduction de 15% du coût en capital pourrait potentiellement être réalisée pour le système LHS proposé par rapport à un système SHS correspondant et les réductions de coûts pour une conception optimisée pourraient largement dépasser 15%. La troisième catégorie d'études évaluait la rentabilité de la technologie thermochimique.

Dunn et al. [88] ont lancé la première démonstration de stockage d'énergie solaire basée sur la réaction à l'ammoniac, pour produire de l'énergie solaire thermique sur une base continue de 24 h. La centrale à facteur de capacité de 80% de 10 MWe en Australie. La centrale pourrait fonctionner avec 400 grandes paraboles de 400 m², chacune convertissant 308 kWt au point de conception et en utilisant un réacteur de synthèse d'ammoniac standard de 1500 t/jour. Le coût

de la centrale de 157 millions de dollars australiens (en dollars australiens de 1997) avait un LCOE de 0,24 AUD par kWh et le LCOE à long terme était estimé à 0,12-0,15 AUD par kWh [88].

Le coût actualisé de l'électricité (LCOE) est un indicateur dans l'évaluation de premier ordre du potentiel d'un projet, il est souvent utilisé par les analystes de la politique énergétique et les évaluateurs de projets [89]. Cependant, le LCOE ignore la valeur variable dans le temps de l'électricité. Joskow a démontré que le LCOE ne compare pas avec précision l'aspect économique de l'énergie éolienne et solaire avec les technologies conventionnelles de production à cycle combiné nucléaire, au charbon et au gaz [90, 91]. Les comparaisons basées sur le LCOE ont échoué car cet indicateur traite toute l'électricité produite par la loi d'un prix unique et ne tient pas compte de la valeur variable dans le temps de l'électricité qui la rend non éligible uniquement à l'évaluation de la rentabilité des centrales CSP ou de toute autre source d'énergie [91].

II.1.3. Études à caractère expérimental

Le secteur de l'énergie solaire thermodynamique était en croissance rapide en 2013, avec 3,7 GW en fonctionnement, 2 GW en construction, 4,8 GW de projets en développement et 3,3 GW planifiés fin 2013. Fin 2013, 19 pays disposaient déjà d'unités de taille commerciale en fonctionnement ou en construction : Espagne, États-Unis, Inde, Maroc, Algérie, Égypte, Émirats arabes unis, Oman, Iran, Thaïlande, Japon, Australie, Chili, Mexique, France, Italie, Chine, Canada, Papouasie-Nouvelle-Guinée, sans compter les unités de recherche ou de démonstration [92].

La puissance installée fin 2017 atteignait 4 845 MW, 22 centrales étaient en construction, totalisant 1 625 MW, et 18 projets étaient en développement pour 2 245 MW, dont 785 MW en Chine, 700 MW à Dubaï, 360 MW en Afrique du Sud et 250 MW en Inde [93]. En 2017, la puissance installée des centrales CSP a progressé de 100 MW, soit +2%, plusieurs projets qui devaient être mis en service en 2017 ont été retardés, mais les projets en construction atteignent 2 GW, surtout en Chine, au Moyen-Orient et en Afrique. La capacité de stockage d'énergie thermique des centrales en fonctionnement atteint 13 GWh, sous forme de sels fondus ; l'Espagne (2,3 GW) et les États-Unis (1,7 GW) concentrent 80% du parc, mais le marché continue à basculer vers les pays émergents et ceux dotés de niveaux élevés d'insolation : l'Afrique du Sud est restée le leader du marché en 2017, avec l'installation de la centrale Xina Solar One (100 MW) [94].

La production des centrales solaires thermodynamiques atteignait 11 321 GWh en 2018, soit 0,04% de la production mondiale d'électricité. Les principaux pays producteurs sont l'Espagne : 4 867 GWh (43%), les États-Unis : 3 940 GWh (34,8%), l'Afrique du Sud : 1 029 GWh (9,1%), le Maroc : 949 GWh (8,4%), la Chine : 300 GWh (2,6%) et les Émirats arabes unis : 233 GWh (2,1%) [95]. 11 centrales ont été mises en service en 2018 avec une puissance totale qui atteignait 5 663 MW, dont deux en Afrique du sud (200 MW), trois en Chine (200 MW), deux au Maroc (350 MW), une en Inde (100 MW), une en Arabie Saoudite (50 MW) et une au Koweït (50 MW). Les projets en construction totalisent 2 166 MW, et 1 045 MW de nouveaux projets sont attendus en 2020 en Chine et au Moyen-Orient. Selon l'IRENA, le coût actualisé de l'énergie a baissé en un an de 26% à 16,4 c€/kWh (-46% depuis 2010) et devrait chuter à 6 à 10 c€/kWh grâce aux mécanismes d'appels d'offres [96].

II.2. Centrales solaires thermiques à basse température

Dans cette partie on passera à la revue bibliographique des travaux importants effectués sur les centrales solaires à cheminée, CCS, issues de la littérature.

II.2.1. Historique

L'idée du concept de la cheminée solaire remonte à plus de 100 ans. En 1903, Isidoro Cabanyes, colonel de l'armée espagnole, a d'abord proposé une centrale électrique à cheminée solaire dans le magazine La Energia Eléctrica [97].

En 1926, le professeur ingénieur Bernard Dubos proposa à l'Académie des sciences française la construction d'une centrale électrique aéroélectrique solaire en Afrique du Nord avec sa cheminée solaire sur la pente d'une grande montagne [97].

En 1931, un chercheur allemand, Hanns Guénner a inventé une technologie de génération de puissance de cheminée solaire [98], cette technologie a simplement utilisé l'effet de la cheminée et l'effet de serre pour entraîner une turbine. Plusieurs décennies plus tard, cette technologie n'a pas attiré l'attention des chercheurs jusqu'à ce que le professeur Jörg Schlaich intervienne, une université de Stuttgart, ait réitéré la même idée lors d'une conférence en 1974 [99].

En 1981, l'ancien service de recherche du gouvernement de l'Allemagne de l'Ouest, en coopération avec la Compagnie d'électricité espagnole, a fourni 15 millions de Deutschemark pour construire le premier prototype de centrale solaire à Manzanares, à 150 km au sud de Madrid [100, 101].

II.2.2. Études à caractère théorique

Le travail pionnier de J. Schlaich [102] sur le concept de la cheminée solaire pour l'exploitation de l'énergie solaire en vue de la production d'électricité, a été suivi par de nombreux travaux à caractères études théoriques et/ou expérimentales pour la modélisation des CCS (Centrales à Cheminée Solaire) à grande échelle.

En effet, Schlaich et al. [103, 34] ont étudié l'extrapolation des données expérimentales du prototype à Manzanares aux grandes centrales (5, 30 et 100 MW). En se basant sur un modèle mathématique proposé par Schlaich. Ils ont démontré qu'il n'existe pas de dimension optimale pour une cheminée solaire. Cependant si le coût de réalisation est pris en considération, la centrale peut être optimisée thermodynamiquement [103]. Dans leur article, les auteurs ont présenté les aspects théoriques, expérimentaux et économiques des CCS. D'abord une étude théorique simplifiée de la CCS a été décrite, puis des résultats de conception, de réalisation et de fonctionnement du prototype de Manzanares ont été présentés.

Une étude fondamentale sur le prototype de CCS espagnol a été réalisé par Haaf et al. [38]. Dans leur article, les auteurs analysent brièvement le bilan énergétique, les critères de conceptions et l'analyse des coûts. Dans une étude ultérieure, Haaf [104] a reporté les résultats des tests préliminaires menés sur la CCS de Manzanares. Depuis, des efforts considérables ont été déployés pour dimensionner et estimer les performances énergétiques des cheminées solaires pour démontrer leur faisabilité ainsi que leur rentabilité.

Padki et Sherif [105, 106] ont mené des investigations sur la viabilité des CCS à produire de l'énergie électrique à moyenne et grande puissance et la production d'énergie en lieu rural. Dans un autre article, les mêmes auteurs [107, 108] ont discuté les effets des paramètres géométriques et d'exploitation sur les performances énergétiques de la cheminée. Ils ont proposé un modèle analytique simple pour la prédiction des performances d'une CCS avec une erreur de 6% en comparaison avec des prédictions, faites à base de la résolution d'un modèle mathématique composé des équations de continuité, de conservation de mouvement et d'énergie, régissant l'écoulement unidimensionnel de l'air chaud dans la tour de la cheminée solaire.

Yan et al. [109] ont développé un modèle analytique simple, facile à exploiter où des corrélations pratiques ont été utilisées pour déterminer le débit et la vitesse d'écoulement d'air ainsi que la puissance et l'efficacité de CCS. Il est à noter, que le modèle présenté par les auteurs, considère la turbine de la cheminée solaire comme une éolienne qui, en réalité, va dévier le

vent, même avant qu'il atteigne le rotor. Le rendement théorique maximum de 16%, 27% ou de 59%.

Kreetz [36] a présenté un modèle numérique incluant le cas de l'utilisation de l'eau comme moyen de stockage de l'énergie solaire dans le collecteur. Ces calculs ont montré la possibilité d'un fonctionnement continu jour et nuit, de la cheminée solaire.

Pasumarthi et Sherif [110] ont mené une étude pour démontrer la viabilité de la centrale à cheminée solaire comme technologie alternative, appropriée et adaptables à des zones climatiques chaudes telles que celles de la Floride. Un modèle mathématique a été élaboré pour estimer la température et la puissance développée par les cheminées solaires ainsi que l'étude de l'effet des conditions ambiantes et des dimensions structurales sur la puissance de sortie. Les mêmes auteurs [111] ont entrepris une étude en deux parties : la première, en vue de prédire les performances d'une cheminée solaire pilote à grande échelle à Gainesville en Floride. Les auteurs ont présenté une étude théorique d'une cheminée solaire typique basée sur un modèle d'écoulement unidimensionnel pour évaluer l'effet des différents paramètres de fonctionnement et de construction sur la température de l'air, sa vitesse et la puissance produite par la cheminée solaire. Ces derniers, ont adopté le modèle simplifié de Betz pour la turbine dans la cheminée, ce qui est incorrecte, car le fonctionnement d'un aérogénérateur dans une cheminée solaire diffère de celle installée à l'extérieur. Dans la deuxième partie, les auteurs [112] ont présenté les résultats expérimentaux effectués sur un prototype de cheminée solaire de démonstration à échelle réduite. Ils ont affirmé que la puissance produite par une cheminée solaire est directement proportionnelle au produit du gradient de température et du débit d'air. L'augmentation de la puissance produite pourra être obtenue par augmentation de la surface de captation ou par augmentation de la hauteur de la tour. Dans le cas où l'augmentation de la hauteur de la tour s'avère coûteuse, où on ne peut pas apporter une augmentation significative de débit, on a recours à d'autres artifices, tels que l'adjonction d'obstacles dans le conduit de passage d'air pour améliorer le débit d'écoulement. Le modèle mathématique proposé par ces auteurs a été capable de prédire les performances de la centrale de référence de Manzanares en Espagne avec une marge d'erreur de 20 % sur la vitesse et de 5 à 9% sur la puissance produite.

Pretorius [113] a effectué des études approfondies sur les flux d'air et de transfert de chaleur dans les CCS de grande échelle. Il a montré, suite à une étude numérique, que la puissance développée est fonction de la hauteur intérieure de la toiture du collecteur et de sa forme. Une étude complémentaire utilisant le même modèle mathématique précédent a permis à Pretorius et Kröger [114] d'évaluer l'influence des différentes expressions du coefficient de transfert

thermique et autres paramètres sur les performances prédites d'une CCS. Dans cette recherche, les auteurs ont étudié l'évaluation des performances d'une CCS à grande échelle et ils ont présenté les effets résultant de l'utilisation d'expression plus approfondie du coefficient de transfert ainsi que l'utilisation de verres de meilleure qualité pour la toiture du collecteur et de l'emploi d'un nouveau coefficient de perte plus réaliste à l'admission de la turbine. Dans une autre étude, les mêmes auteurs [115] ont comparé la puissance annuelle produite, calculée avec deux estimations du coefficient de perte dû au changement de passage de section horizontale/verticale (HTVTS, horizontal to vertical transition section) respectivement 0,25 et 0,14. Les résultats ont montré que la puissance annuelle obtenue par des calculs utilisant le coefficient de perte le plus élevé « 0.25 », était sous-estimé par 0.4% uniquement. Pretorius et al. [116] ont trouvé que la puissance annuelle calculée était moindre de 0.55% pour la même comparaison et ceci pour différentes configurations de centrales à cheminée solaire. Les résultats ont montré que les centrales à toit intermédiaire secondaire donnent un profil de puissance de sortie journalier, plus uniforme par rapport à une centrale avec un seul toit [116].

Bernardes et al. [117] ont présenté une analyse théorique d'une cheminée solaire fonctionnant en régime stationnaire et en convection naturelle laminaire. Afin de prédire le comportement thermo-hydrodynamique de l'air, des conditions aux limites thermiques ont été imposées à l'entrée, de manière à garantir un écoulement laminaire et stationnaire le long du dispositif. Le modèle mathématique établi a été résolu par la méthode des volumes finis en coordonnées généralisées. Après avoir effectué une recherche bibliographique assez riche, les auteurs [118] ont élaboré une analyse portant sur les cheminées solaires et visant le développement d'un modèle analytique et numérique permettant de décrire les performances des cheminées solaires à diverses conditions ambiantes et des dimensions structurales. Les résultats du modèle mathématique ont été validés avec les résultats expérimentaux de la centrale de Manzanares, pour être ensuite utilisé pour prédire les performances caractéristiques des CCS à grande échelle et à caractère commerciale. Ces résultats montrent que la hauteur de la cheminée, le facteur de chute de pression à la turbine, le diamètre et les propriétés optiques du collecteur sont des paramètres importants pour la conception des cheminées solaires.

Hammadi [119] à son tour a réalisé une étude théorique pour évaluer les performances d'une centrale à cheminée solaire dans la ville de Bassorah où les journées ensoleillées et le rayonnement solaire sont élevés. Un modèle mathématique a été développé pour étudier l'effet de divers paramètres sur la puissance de sortie de la cheminée solaire. Il a été constaté que la puissance de sortie dépend fortement de la hauteur de la cheminée et de la différence entre la

température de l'air du collecteur et la température de l'air ambiant ainsi que du coefficient de transfert de chaleur extérieur qui dépend essentiellement de la vitesse du vent.

Backström & Gannon [120] ont présenté une approche du phénomène d'écoulement d'air dans les CCS, en développant une étude unidimensionnelle d'un écoulement de fluide compressible pour le calcul de toutes les variables thermodynamiques régissant cet écoulement. Ils ont montré que ces variables sont dépendantes de la hauteur de la cheminée solaire, du frottement sur les parois, des pertes supplémentaires, du friction interne et de l'échange thermique entre zones.

Gannon & Von Backström [121] se sont penchés sur une analyse thermodynamique idéale du cycle d'écoulement d'air, supposé comme gaz parfait isentropique, à travers une CCS. Ils se sont intéressés, dans une première partie, à définir les limites de fonctionnement du système en question et ont essayé de se rapprocher du cas réel en introduisant les pertes par frottement à travers le système ainsi que les pertes cinétiques à la sortie de la cheminée et le système de turbine, toute adoptant un modèle simple qui inclue le fort couplage existant entre le débit d'air et l'élévation de la température à travers le collecteur. Les auteurs [122] ont présenté une étude qui valide l'hypothèse qui suppose que la puissance d'écoulement devient maximale lorsque le rapport de la chute de pression à travers la turbine par rapport au potentiel de pression est de $2/3$.

Dai et al. [123] ont présenté, dans leur article, une méthode itérative basée sur un modèle global de connaissance régissant l'écoulement d'air dans une cheminée solaire typique fictive et fonctionnant dans trois régions de l'ouest de la chine. Ces modèles tiennent compte de la captation solaire, du gain utile de fonctionnement et de la puissance électrique à la sortie de la turbine. Les auteurs ont conclu que la puissance produite est fortement influencée par l'augmentation de la radiation solaire en comparaison avec la température ambiante. La puissance produite augmente de manière non linéaire avec l'augmentation de la surface de captation et de la hauteur de la tour de la cheminée. Cette augmentation devient moins sensible dans le cas des cheminées à grande échelle par rapport aux cheminées à petite échelle.

Pastohr et al. [124] ont utilisé le logiciel FLUENT (code commercial CFD) pour modéliser la centrale CCS semblable géométriquement à celle de Mansaranes dans le but d'effectuer une analyse avec plus de détail du mode de fonctionnement et du rendement du système. Ils ont confirmé que la chute de pression dans la turbine et le débit massique sont des éléments décisifs sur l'efficacité du système et ne peuvent être déterminés uniquement par l'accouplement de

toutes les parties d'une centrale CCS. Les résultats numériques donnés par FLUENT rivalisent bien avec les résultats donnés par un modèle simple proposé par les auteurs, ce qui a conduit à la conclusion de pouvoir employer ce dernier tout simplement pour des études paramétriques en vigueur.

Dans une analyse, Ming et al. [125] ont introduit un modèle numérique pour explorer l'influence de la géométrie de la cheminée sur les performances de la CCS. Leur modèle a permis d'évaluer les performances d'une CCS et mettre en évidence les effets de plusieurs paramètres tel que la hauteur de la cheminée solaire et son diamètre, le diamètre du collecteur ainsi que l'irradiation solaire sur la puissance développée et l'efficacité du système.

Ninic [126], a tenté de déterminer dans son étude, la dépendance du potentiel énergétique acquis de la chaleur gagnée dans le collecteur par l'air circulant dans le collecteur, l'humidité de l'air et la pression atmosphérique en fonction de la hauteur de la cheminée. Divers types de collecteurs utilisant l'air sec et humide ont été analysés. L'influence des hauteurs de différentes cheminées sur le potentiel de travail de l'air a été établie. Une analyse des colonnes de type vortex gravitationnel a été présentée pour prouver sa viabilité.

L'étude de Chergui et al. [127] fut basée sur la modélisation du transfert thermique et de l'écoulement d'air dans les CCS avec comme hypothèse un écoulement laminaire en convection naturelle. Le modèle a été résolu par la méthode des volumes finis ce qui leur a permis de déterminer le champ de vitesse et de température.

Dans leur analyse, S. Larbi et al. [128] ont étudié les performances d'une CCS pour l'application dans le sud algérien. Le résultat obtenu a montré qu'une CCS similaire à celle de Mananars, installée dans la région d'Adrar, pourra fournir une puissance de 140 à 200 kW. Une puissance suffisante pour l'alimentation en énergie les régions isolées. L'analyse des performances de la CCS a montré que l'efficacité du collecteur et de la turbine jouent un rôle important dans la performance du système. La puissance générée dépend de l'irradiation solaire de la température ambiante, de la hauteur de la cheminée et de la surface du collecteur.

R. Petela [129] a introduit dans son modèle une analyse exergetique et le concept azergétique (Exergie mécanique) afin de montrer l'influence des paramètres d'entrée sur les paramètres de sortie et d'illustrer leur tendance.

Dans leur article, Zhou, Yang et al. [130] ont analysé l'effet de la hauteur maximale de la cheminée sur l'effet négatif de la convection naturelle afin de déterminer la hauteur optimale

de la cheminée pour une puissance maximale. Leur modèle théorique a été validé avec les mesures du prototype de Manzanares. Leur étude a démontré que l'influence de la pression atmosphérique sur la hauteur maximale était négligeable. Zhou et al. [131] dans leur publication, ont proposé une étude de faisabilité pour la construction d'une CCS dans la région de Quinghai (Plateau du Tibet), en appliquant un modèle mathématique simple sur différents lieux du site.

Taybi et al. [132] ont présenté une étude dont le but était d'examiner l'effet de diverses conditions météorologiques telles que le rayonnement solaire et la température ambiante pour estimer théoriquement les performances d'une cheminée solaire. Zhou et al. [133] ont étudié l'influence de la température sur les performances d'un CCS à grande échelle en prenant le profil quotidien de température ambiante avec un pic et le comparer avec la plage de température ambiante diurne qui était un bon facteur dans le profil quotidien de la puissance de la centrale. Chandramohan et Das [134] ont présenté une étude 3D sur l'effet de la température ambiante, du flux solaire, du flux du vent et d'autres paramètres sur les performances d'une cheminée solaire. La plage de variation de température était de 293 à 318 K, tandis que la plage de variation de flux solaire était de 293 à 900 W/m². Ils ont constaté que l'efficacité globale maximale était atteinte lorsque l'irradiation était d'au moins 900 W/m².

II.2.3. Études à caractère expérimental

Durant ces dernières années, plusieurs prototypes expérimentaux de cheminée solaire de structures différentes (Grand/Petit échelle), ont été conçus, réalisés et testés dans le but d'étudier expérimentalement les performances des CCS.

Le premier prototype de centrale à cheminée solaire avait une puissance de pointe de 50 kW, il a été construit par une société allemande d'ingénierie structurelle, Schlaich Bergermann [135] à Manzanares, à environ 150 km au sud de Madrid, Espagne en 1981 (Figure II.1). L'usine avait une cheminée solaire de 194,6 m de hauteur, 5,08 m de diamètre, 0,00125 m d'épaisseur de la paroi métallique et un collecteur de 122 m de rayon avec un toit en PVC, ainsi qu'un système de turbine à rotor unique équipé de quatre lames à la base de la cheminée. Ce prototype a fonctionné de 1982 à 1989 et l'électricité produite a été intégrée au réseau électrique local.

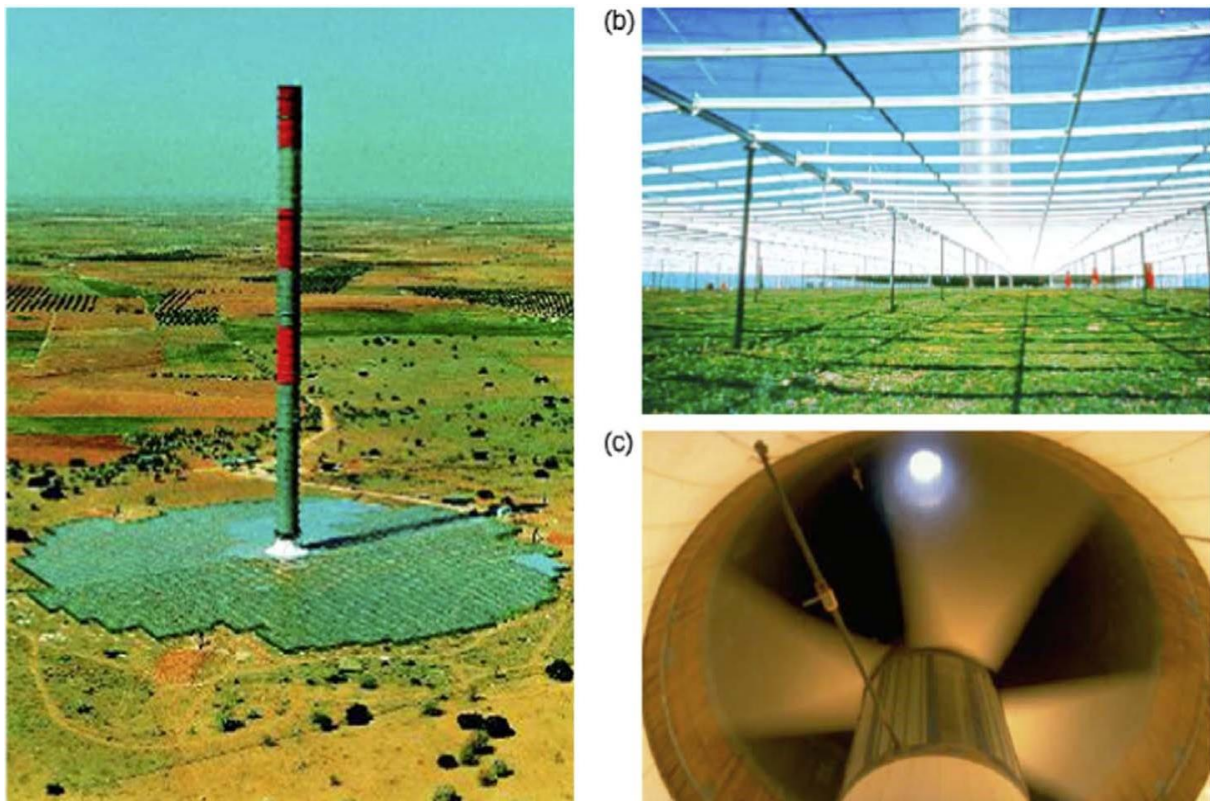


Figure II.1. Prototype de l'usine de Manzanares: a) l'usine; (b) toit en verre du collecteur; et (c) turbine [136].

En 1983, Krisst et al. [136] ont construit quatre CCS pilotes identiques avec une cheminée de 10 m de haut, un diamètre de collecteur de 6 m et une capacité de puissance de 10 W à West Hartford. Kulunk [137] a construit une CCS de 0,14 W de puissance avec une cheminée de 2 m de haut, 7 cm de diamètre et un collecteur de 9 m² à Izmit, Turquie en 1985.

En 1995, un modèle de démonstration de puissance de cheminée solaire a été construit par Pasurmarthi et Sherif [24] en Floride. Deux améliorations comprenant l'extension de la base du collecteur et l'introduction d'un absorbeur intermédiaire ont été essayées sur le collecteur pour augmenter la puissance [23]. En 2002, une cheminée solaire pilote d'une puissance de 5 W a été construite sur le toit d'un immeuble par Zhou et al. [138], [139] en Chine. L'usine pilote, qui avait une cheminée de 8 m de haut et 10 m de diamètre de collecteur, a été reconstruite avec une seule feuille de plastique transparent renforcé de fibres de verre a été utilisée pour recouvrir le cadre. Dans la même année, Golder a créé un petit prototype de cheminée solaire dans le laboratoire de l'Université RMIT, Australie [140]. Le chercheur a assemblé la combinaison d'un bassin solaire de 1,85 m de profondeur, 4,2 m de diamètre et d'une tour de 8 m de hauteur, et 0,35 m de diamètre (Figure II.2. (a)).

(a) Golder's [140]



(b) Koyun et al. [142]



(c) Ferreira et al. 's [143]



(d) Kasaeian et al [145]

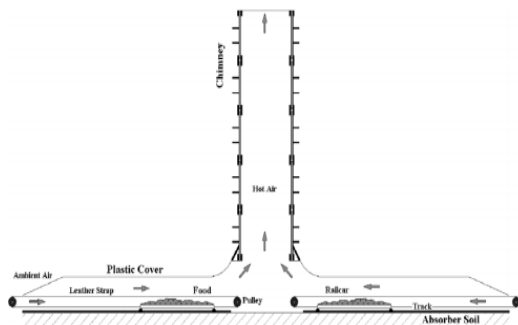


Figure II.2. Diagrammes schématiques et images de certains prototypes de CCS.

Un système pilote de cheminée solaire a été construit par Ketlogetswe et al. [141] au Botswana, en 2005, qui avait une cheminée en polyester renforcé de verre avec un diamètre intérieur de 2 m et une hauteur de 22 m avec une surface de base de collecte d'environ 160 m². Ils ont observé que la température maximale était enregistrée après la pointe maximale d'irradiation parce que le sol absorbait une partie de l'énergie solaire entrante, qui était ensuite libérée.

Une autre installation de cheminée solaire a été construite à Isparta, en Turquie, dans le laboratoire de l'Université Suleyman Demirel [142] par Koyun et Ucgul en 2007, avec un collecteur de 15 m de haut et de 16 m de diamètre (Figure II.2. (b)). Un an plus tard un autre prototype de cheminée solaire a été construit avec les dimensions de la tour de 11 m de haut et un diamètre de collecteur de 1 m (Figure II.2. (c)); cette installation a été construite à l'université de Federal de Minas Gerais au Brésil [143]. La tour était un assemblage de 5 modules en bois de forme cylindrique. Chacun avait une hauteur de 2,2 m, recouvert à l'intérieur et à l'extérieur de fibres de verre. Le diamètre du collecteur était de 25 m et 0,5 m fabriqué en adoptant un film plastique porté par une construction en acier tubulaire. Un autre prototype a été construit par Maia et al. [144] au Brésil en 2009 pour la validation de leur modèle mathématique et de leur méthodologie numérique. Les auteurs ont évalué les effets des caractéristiques géométriques de base de la cheminée solaire sur la fonction du flux d'air en fonction des dimensions du prototype construit.

En 2011, un pilote de cheminée solaire a été construit par Kasaeian et al. [145, 146] sur le campus de l'Université de Zanjan, en Iran. Une centrale pilote de cheminée solaire avec des feuilles de polycarbonate à deux couches, un collecteur couvert de 10 m de diamètre et une cheminée avec un tuyau en polyéthylène de 12 m a été construit. Selon les quantités de température et de vitesse de l'air à différentes positions du collecteur, la vitesse maximale de l'air et les températures maximales de la cheminée étaient étudiés. Les mesures ont montré que l'inversion de l'air au bas de la cheminée apparaissait après le lever du soleil les jours froids et chauds, mais en augmentant la température du jour, les effets d'inversion étaient éliminés et un flux d'air constant était créé à l'intérieur de la cheminée (Figure II.2. (d)). En 2011, une cheminée solaire à petite échelle a été construite par Najmi et al. [147] à Kerman, Iran. Les auteurs ont étudié des paramètres efficaces pour optimiser les performances de la cheminée solaire et ils ont réalisé une analyse économique. Il a été suggéré que l'utilisation d'asphalte ou de caoutchouc au bas du collecteur, des verres à double vitrage sur le toit du collecteur, une diminution de la hauteur du collecteur à 1,3 m et l'installation de forme conique à l'entrée de la cheminée pourraient augmenter la puissance de sortie. Dans le but d'améliorer la fonction Gholamalizadeh et al. [148] ont étudiés les effets du diamètre du collecteur, du diamètre et de la hauteur de la cheminée sur la puissance générée en insolation solaire de 800 W/m^2 .

Une cheminée solaire composée à petite échelle d'un collecteur d'air de 1,4 m de diamètre et d'une cheminée de 80 cm de hauteur a été construite par Mehla et al. [149] dans le campus NIT Hamirpur, Himachal-Pradesh, Inde, en 2011. Le travail a rapporté que le diamètre de la

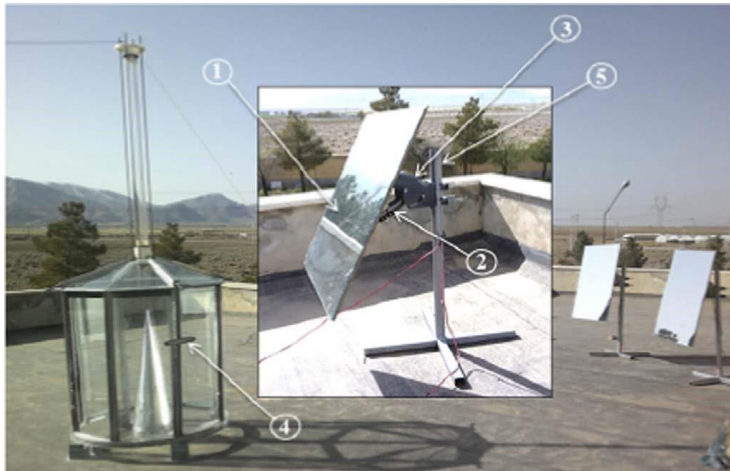
cheminée solaire de 8 cm a gagné la vitesse maximale lorsque le rapport du diamètre de la cheminée à la hauteur de la cheminée était de 0,1. La première CCS pilote en Jordanie a été construite par Al-Dabbas [150] (2011) et une attention particulière a été accordée aux mesures de la vitesse de l'air, de la température, du rayonnement solaire et de la différence de tension.

Bugutekin [151] a construit une CCS dans la région de l'Anatolie du sud-est de la Turquie pour étudier l'effet des diamètres des capteurs sur le débit d'air et la température dans la cheminée. Les résultats ont montré qu'avec l'augmentation de la surface du collecteur, la température du sol augmentait et ainsi, la température de l'air et le débit d'air à la base de la cheminée augmentaient rapidement. Chappell et al. [152] ont conçu et fabriqué une cheminée solaire à petite échelle, visant à obtenir un faible coût des matériaux et un effort d'entretien minimal sans l'utilisation de machinerie lourde. Une évaluation d'un emplacement probable pour cette cheminée solaire a été menée dans le nord de la Mongolie au cours de l'été 2011. Les dimensions originales de la cheminée ont été déterminées à partir de l'équation de la puissance produite par Haaf et al. [38].

Une autre étude expérimentale a été réalisée sur une cheminée solaire à paroi passive inclinée (IPWSC) par Khanal et Lei [153], en 2014. Le flux thermique de ce modèle sur la paroi active était uniforme, de l'ordre de $100 \text{ W} / \text{m}^2$ à $500 \text{ W} / \text{m}^2$. Ils ont découvert que la vitesse du flux d'air à l'intérieur de la largeur de l'entrefer dépendait de manière significative de l'angle d'inclinaison. En 2015, Shahreza et Imani [154] ont conçu et construit une cheminée solaire avec deux intensificateurs pour intensifier l'irradiance du soleil tout autour de la cheminée solaire. Il a été conclu que l'utilisation de ces intensificateurs autour de la cheminée solaire provoquait une augmentation de la vitesse de l'air et, par conséquent, augmentait considérablement la production d'électricité. Une photo de la cheminée solaire et de l'intensificateur est illustrée à la (Figure II.2. (a)).

Al-Azawie et al. [155] ont étudié le potentiel de six matériaux de stockage thermique en Malaisie, expérimentalement et numériquement (Figure II.2. (b)). Ces matériaux se composaient de céramique, de sciure de bois, de sable, de bois peint en vert foncé, de pierre noire et de galets. Les résultats ont montré que la pierre noire et la céramique avaient un meilleur fonctionnement que les autres matériaux. La céramique a une meilleure capacité de stockage de chaleur, mais en raison de la disponibilité de la pierre noire, elle a été suggérée comme matériau absorbant dans les cheminées solaires.

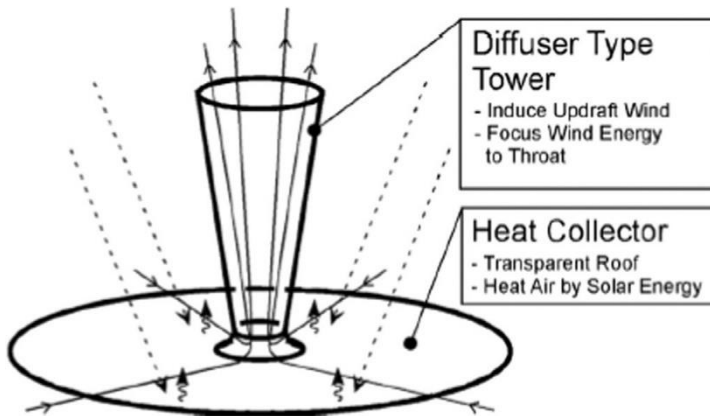
(a) Shahreza et Imani [154]



(b) Al-Azawie et al. [155]



(c) Okada et al. [161]



(d) Nasirivatan et al. [162]



Figure II.3. Diagrammes schématiques et images de certains prototypes de CCS.

Aja et al. [156] ont étudié l'effet de la vitesse et de la direction du vent sur la performance d'une cheminée solaire inclinée orientée vers le sud. Il a été constaté que la vitesse du vent avait un effet important sur la perte de chaleur par convection via les murs et la couverture vers la température ambiante. L'utilisation de matériau à changement de phase (PCM) pourrait augmenter la capacité de stockage d'énergie thermique de la cheminée solaire et prolonger l'utilisation de la cheminée solaire jusqu'à la nuit.

En 2014, Li et Liu [157] ont étudié les performances d'une cheminée solaire avec PCM dans trois flux thermiques différents: 500 W/m^2 , 600 W/m^2 et 700 W/m^2 , et il a été constaté que pour tous les conditions étudiées, la durée de l'application PCM pourrait dépasser 13 h et 50 min. Tan et Wong [158] ont évalué les effets de la vitesse de l'air ambiant et de la charge thermique interne sur l'environnement thermique des cheminées solaires. Ils ont rapporté avoir développé la vitesse de l'air dans la cheminée solaire pour une vitesse de l'air ambiant supérieure à 2,00 m/s.

Kasaeian et al. [159] ont analysés les paramètres géométriques de la cheminée solaire analytiquement et numériquement par à l'Université de Téhéran, Iran. Un modèle mathématique de cheminée solaire a été étudié et validé avec les données expérimentales. Ils ont constaté que la cheminée solaire avec une entrée de capteur de 6 cm, une hauteur de cheminée de 3 m et un diamètre de cheminée de 10 cm avait les meilleures performances. Dans un autre travail réalisé par les mêmes auteurs en 2015, une cheminée solaire de 2 m de hauteur et 3 m de diamètre de capteur a été construite et étudiée. La vitesse de l'air et les distributions de température ont été évaluées et il a été constaté que la cheminée solaire avait une meilleure performance à une taille d'entrée réduite. On a également observé que l'inversion de l'air ne se produisait pas en raison des changements des paramètres géométriques et de la température ambiante [160].

En 2015, Okada et al. [161] ont utilisé une tour de diffuseur au lieu d'une tour cylindrique pour augmenter la vitesse de l'air dans la turbine. Les résultats ont montré que ce modèle augmentait la vitesse de l'air d'environ 1,38 à 1,44 fois et que la puissance de sortie était donc de 2,6 à 3,0 fois plus élevé que le type cylindrique à convection. (Figure II.2. (c))

Nasirivatan et al. [162] ont étudié l'influence du vent sur les performances de la cheminée solaire. Les résultats ont montré que la force électro hydrodynamique augmentait le coefficient de transfert de chaleur de l'absorbeur et par conséquent améliorait la puissance de sortie de la cheminée solaire. (Figure II.2. (d)) montre la configuration expérimentale qui a été construite à Téhéran. En 2016, l'optimisation d'une installation pilote de cheminée solaire avec 3 m de hauteur et 3 m de capteur a été réalisée par Ghalamchi et al. [163]. La distribution de la température et de la vitesse avec différents paramètres de géométrie et matériau absorbant a été analysée pour obtenir les valeurs optimisées.

Un an plus tard, en 2017, Guo et al. [164] ont construit un dispositif expérimental de centrale à cheminée solaire avec une cheminée de 15 m de hauteur et un collecteur de 15 m de diamètre. La température et la vitesse du flux d'air à l'intérieur du collecteur ont été testées et analysées. Rafiuddin Ahmed et Sandeep [165] ont étudié, optimisé et amélioré les caractéristiques d'écoulement à l'intérieur d'un prototype de CCS. Sur la base de la meilleure configuration obtenue, un prototype a été fabriquée et des expériences approfondies ont été menées les jours de différentes insolation solaires avec et sans système de stockage (4 m de haut de la cheminée et un diamètre de collecteur de 3,2 m). Des sacs d'eau ont été placés sous le collecteur pour obtenir une alimentation 24 heures sur 24.

(e) Guo et al. [164]



(f) Rafiuddin Ahmed et Sandeep [165]



(g) Bashirnezhad et al. [166]



(h) Bejalwar et Belkhode [167]

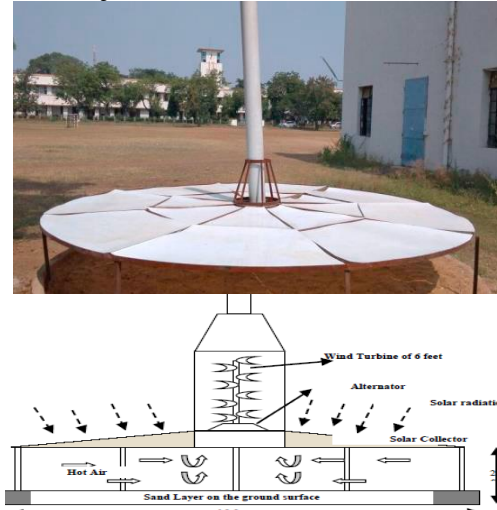


Figure II.4. Diagrammes schématiques et images de certains prototypes de CCS.

En 2018, Bashirnezhad et al. [166] ont étudié les performances d'une cheminée solaire d'échelle laboratoire en utilisant des systèmes de stockage thermique. Les propriétés géométriques de ce prototype consistent en une cheminée de 0,3 m de diamètre et de longueur de 12 m et d'un collecteur d'air de diamètre et de hauteur de 11 m et 0,65 m, respectivement. Les résultats trouvés ont montré que l'utilisation de l'eau et de la paraffine comme matériaux de stockage thermique ont augmenté la productivité temporelle de 9% et 20%, et la production d'énergie électrique de 6,2% et 22%, respectivement par rapport à l'absence d'absorption dans cette centrale électrique. Un an plus tard Bejalwar et Belkhode [167] ont construit et installé un prototype de cheminée solaire dont la tour était faite de tuyaux en PVC de 8 pouces de 20 pieds de hauteur. Les résultats expérimentaux ont montré que la puissance moyenne varié de 10 à 25 watts et qui était relativement faible en raison du manque d'intensité solaire lors de l'expérimentation.

En 2020, Chandramohan et ses collaborateurs [168] ont développé une petite centrale solaire à cheminée (CCS). Ils ont expliqué en détail l'emplacement approprié, les dimensions de chaque composant, la sélection des matériaux pour les différents composants et la procédure détaillée qui a été suivie pendant la fabrication du prototype CCS. La configuration a été construite sur la base de matériaux disponibles localement. La vitesse, la pression et la température ont été mesurées à divers endroits à l'intérieur de l'installation. Les expériences ont été menées pendant une durée de 10 jours. La vitesse maximale de l'air à un endroit sous et au-dessus de la turbine était de 4,7 et 5,5 m/s et la moyenne était de 2,18 et 2,98 m/s, respectivement. Les puissances théoriques et réelles étaient respectivement de 1,37 et 0,82 W. L'efficacité de la cheminée et de l'usine globale a été estimée et était de 0,0187% et 0,0128%, respectivement.

II.3. Conclusion

La technologie de l'énergie solaire à concentration (CSP) est prometteuse en particulier pour les pays disposant d'une abondance de ressources solaires afin de sécuriser leur approvisionnement énergétique, de réduire leur empreinte carbone et par conséquent d'atteindre les objectifs de développement durable. De plus, le stockage d'énergie thermique (TES), associé aux centrales CSP, offre l'opportunité de rendre ces centrales économiquement compétitives et fiables pendant leur fonctionnement et pourrait équilibrer l'offre et la demande d'énergie en réduisant les impacts indésirables de l'intermittence de l'énergie solaire.

Sur la base de l'état de l'art présenté dans ce chapitre, on peut conclure que les CSP ont atteint une maturité très remarquable dans tous les aspects techniques tels que la production, la distribution, l'hybridation, l'intégration de système de stockage thermique et même dans l'aspect économique.

Les réalisations enregistrées jusqu'ici en matière de coopération énergétique restent d'une portée limitée au regard du potentiel et des besoins énergétiques des pays. Les flux d'énergie entre les pays de la région MENA sont faibles, malgré l'existence de réseaux d'interconnexions électriques entre eux.

Pour les cheminées solaires, de nombreux aspects de la conception, de l'optimisation, de l'analyse exergétique et de l'analyse dimensionnelle ont été couverts par les chercheurs au cours des 30 dernières années, il y a cependant encore des axes de recherches à explorer et des lacunes dans ces domaines. Parmi ces points :

- Il existe des lacunes dans les analyses exergiques et exergo-économiques. Le côté thermodynamique des cheminées solaires devrait être plus ciblé compte tenu des caractéristiques de la turbine ;

- En raison de la diminution caractéristique des coûts des systèmes à grande échelle et de la nature non économique des cheminées à petite échelle, l'aspect économique des cheminées solaires est d'une grande importance. Ce sujet important n'a pas été complètement couvert et il n'existe pas de rapport économique complet pour les centrales à cheminée solaire.

- La simulation de centrales solaires hybrides à cheminée avec d'autres systèmes d'énergie renouvelable et des centrales à combustibles fossiles est un autre sujet qui mérite des études complémentaires.

Pour mener à bien un projet de recherche complet, des montages expérimentaux sont recommandés en plus des études théoriques sur les cheminées solaires. Les travaux expérimentaux menés jusqu'à présent portent principalement sur de simples petites cheminées solaires, de plus un nombre considérable d'études souffre d'un manque de validation expérimentale.

Le principal système expérimental auquel la plupart des travaux se réfèrent est la centrale de Manzanares, construite il y a environ 40 ans. Actuellement, de nombreux chercheurs vérifient et valident encore leurs travaux théoriques sur la base de la centrale de Manzanares. De nombreuses modifications et optimisations ont été effectuées, mais il est nécessaire de convertir les systèmes simples en hybrides, d'obtenir l'harmonie dimensionnelle optimale entre les dimensions de la cheminée et du collecteur, de comparer les différentes tailles et d'optimiser les systèmes. De nombreux travaux expérimentaux ont été réalisés sans aucune investigation sur la turbine, qui est la principale partie mobile de ces systèmes. De nombreux rapports sont disponibles sur les données de vitesse de l'air, de température et de puissance de sortie idéale, en négligeant la présence d'une turbine.

Comparativement aux ressources énergétiques fossiles, l'énergie solaire présente des caractéristiques particulières, inhérentes à la nature même de la ressource (intermittence de la disponibilité). Ce constat met en évidence la nécessité du stockage d'énergie, c'est dans cet esprit que ce travail de thèse a été défini. Il consiste à étudier des systèmes de stockage thermique pour les centrales thermiques solaires à haute et à basse températures. Des analyses technico-économiques de différents types de centrales solaires (haute et basse températures) avec et sans système de stockage thermique vont être établies. Pour les concentrateurs solaires

CSP, un processus d'optimisation multi-objectifs ayant pour but de trouver les conditions les plus favorables, les paramètres les plus appropriés et la configuration de conception optimale des centrales solaires à concentration pour une meilleure production d'énergie à l'avenir seront réalisés moyennant l'utilisation du logiciel SAM. Concernant les centrales thermiques solaires à basse température, des analyses de performances énergétiques des centrales à cheminée solaire, CCS, par l'utilisation de différents modèles mathématiques issus de la littérature sont à prévoir. De plus, un prototype à cheminée solaire, installé à l'université Sulaymen Demirel, Isparta, Turquie, a été réalisé au laboratoire YEKARUM en 2020. Plusieurs systèmes de stockage thermique ont été intégrés afin d'examiner les performances de chacun de ces systèmes.

Chapitre III

Modélisation Mathématique



Chapitre III. Modélisation Mathématique

La modélisation est l'art ou la science de représenter une réalité physique avec des modèles abstraits accessibles à l'analyse et au calcul. Le modèle n'est qu'une approximation du système, il est conditionné par l'objectif de l'étude.

Dans ce chapitre, une modélisation mathématique de centrales solaires thermiques est présentée. Pour les hautes températures, tous les modèles sont basés sur l'établissement d'un bilan énergétique du concentrateur qui inclut le rayonnement solaire direct, les pertes optiques du réflecteur et de l'absorbeur sans oublier les pertes thermiques dont le but est de déterminer l'énergie utile délivrée par le fluide caloporteur. Un modèle mathématique a été présenté pour modéliser les concentrateurs cylindro-paraboliques.

Pour les basses températures, trois modèles mathématiques issus de la littérature ont été analysés afin de prédire les performances des centrales à cheminée solaire. Y sont présentés, l'analyse de la puissance développée et du rendement de la centrale à cheminée solaire en fonction des paramètres prédominants.

Les différents modèles proposés sont fondés sur des hypothèses simplificatrices dont certaines sont communes et d'autres spécifiques à chaque modèle. Ces dernières seront introduites au cours de la description du modèle en question.

On termine le chapitre par une estimation économique du coût du système représenté par LCOE (Coût actualisé de l'énergie).

III.1. Centrales solaires thermiques à haute température

L'efficacité du concentrateur dépend étroitement des phénomènes optiques de réflexion, de transmission et d'absorption du rayonnement solaire et aussi par la qualité du transfert de chaleur entre l'absorbeur et le fluide caloporteur.

Le modèle du champ solaire présenté dans cette thèse est basé sur des résultats expérimentaux obtenus par des tests sur une portion de capteur cylindro-parabolique de type LS3 ou Euro Through ET150 dans le Laboratoire National de Sandia (SNL, Nouveau Mexique) en 1994 [169]. Les caractéristiques du collecteur Euro Through ET150 sont présenté dans l'Annexe B.

III.1.1. Hypothèses

Dans le but de construire un modèle convenable pour l'analyse thermique du concentrateur, certaines hypothèses sont prises [170] :

- Le régime est permanent ;
- Les échanges par conduction dans l'absorbeur et l'enveloppe de verre sont négligeables ;
- Le flux de chaleur est unidimensionnel ;
- Les radiations sur le collecteur sont uniformes et réparties.

III.1.2. Approche mathématique

On peut exprimer l'énergie utile délivrée par le récepteur par :

$$Q_u = Q_{\text{abs}} - Q_{\text{perdue}} \quad (\text{III. 1})$$

L'expression du rayonnement solaire absorbé est [169] :

$$Q_{\text{abs}} = A_c I_d IAM \eta_{\text{op}} K_{\text{ombre}} K_{\text{extr}} \quad (\text{III. 2})$$

La relation qui permet de calculer le rayonnement direct est comme suit [171] :

$$I_d = \text{DNI} \cos(\theta) \quad (\text{III. 3})$$

L'expression de l'angle d'incidence θ pour un capteur ayant un axe Nord-Sud pour la poursuite Est-Ouest du soleil est [172] :

$$\cos \theta = \sqrt{\cos^2 \theta_z + \cos \delta \sin^2 h} \quad (\text{III. 4})$$

Avec :

$$\cos \theta_z = \sin h \quad (\text{III. 5})$$

Duldey donne l'expression de IAM (Facteur de correction d'angle d'incidence) pour les capteurs LS3 et Euro Through [70] :

$$IAM_{\text{LS3-Euro Through}} = 1 + 0,000884 \frac{\theta}{\cos \theta} - 0,00005369 \frac{\theta^2}{\cos \theta} \quad (\text{III. 6})$$

Le rendement optique est donné par la relation suivante [169] :

$$\eta_{\text{op}} = \rho \alpha \tau \gamma \quad (\text{III. 7})$$

Le Facteur de performance qui tient compte de l'effet d'ombre causé par les rangés des concentrateurs disposés en parallèle peut être calculé par la relation suivante [173] :

$$K_{\text{ombre}} = \frac{W_{\text{eff}}}{W_r} = \frac{L_{\text{espace}} \cos \theta_z}{W_r \cos \theta} \quad (\text{III. 8})$$

L'équation qui permet de calculer le facteur de performance qui tient compte les pertes aux extrémités du tube récepteur (HCE) est [174] :

$$K_{\text{extr}} = 1 - \frac{f \tan \theta}{L_{\text{SCA}}} \quad (\text{III. 9})$$

L'expression de la puissance perdue au niveau du récepteur est donnée par [169] :

$$Q_{\text{perdue}} = U_L A_{\text{ab}} (T_f - T_a) \quad (\text{III. 10})$$

L'efficacité thermique, est le rapport de la puissance utile sur la puissance nette absorbé par le récepteur [175] :

$$\eta_{\text{th}} = \frac{Q_{\text{uf}}}{Q_{\text{ab}}} = \frac{A_{\text{ab(int)}} h_{\text{uf}} (T_{\text{ab}} - T_f)}{A_c I_d} \quad (\text{III. 11})$$

La puissance finale produite est donnée par :

$$P = Q_u \eta_{\text{th}} \quad (\text{III. 12})$$

III.1.3. Modèle utilisé par le logiciel SAM

Les paramètres utilisés par le logiciel SAM lors de notre étude sont :

- **Multiple solaire (SM)** : Il est exprimé comme suit [176, 177] :

$$SM_{\text{design-point}} = \frac{Q_{\text{th,solar-field}}}{Q_{\text{th,power-block}}} \quad (\text{III. 13})$$

- **Heures de pleine charge (FLH)** : Elle est donnée par l'équation [177, 178]:

$$FLH_{\text{TES}} = \frac{P_{\text{des}} H_{\text{TES}}}{\eta_{\text{des,cycle}}} \quad (\text{III. 14})$$

- **Facteur de capacité (CF)** [179] : Le logiciel SAM calcule le facteur de capacité C_F , comme un rapport de la valeur prédite électrique de sortie du système dans la première année de fonctionnement à la sortie de la plaque signalétique. Ce qui équivaut à la

quantité d'énergie que le système produirait s'il fonctionnait à sa capacité nominale pour chaque heure de l'année. L'équation est donnée par :

$$C_F = \frac{E_{net}}{365 \times 24 \times P} \quad (\text{III. 15})$$

- **Coût de l'électricité actualisé (LCOE) [179]** : L'équation du LCOE est calculé par la formule suivante :

$$LCOE = \frac{crf \cdot C_{inv} + C_{O\&M} - C_{env}}{Q_{el,net}} \quad (\text{III. 16})$$

Avec :

$$crf = \frac{k_d \cdot (k_d + 1)^N}{[(k_d + 1)^N - 1]} \quad (\text{III. 17})$$

III.2. Centrales solaires thermiques à basse température

Bien que les conditions environnantes du site d'implantation, les dimensions, les matériaux utilisés dans la construction des différents composants de la centrale à cheminée solaire, la nature du sol sous le collecteur ont un impact sur le fonctionnement des centrales à cheminée solaire, la plupart des études effectuées se focalisent sur la détermination du rendement de ces centrales en fonction des paramètres caractéristiques ainsi que sur l'analyse de l'interdépendance des différentes parties constituantes des CCS en définissant les paramètres influent sur la puissance générée.

III.2.1. Modèle de J. Schlaich et al. [38, 104] (Sans système de stockage)

L'un des modèles pionnier dans la modélisation des centrales à cheminée solaire est celui développé par Jorg Schlaich et son équipe [38, 104], pour l'étude de la centrale à cheminée solaire prototype de Manzanares. Bien que le modèle étudie un cas idéal, il reproduit les bilans énergétiques au niveau des différents composants de la centrale et permet de déduire l'influence des principales variables caractéristiques de la centrale sur son rendement global et analyse les limites de performances de celle-ci.

III.2.1.1. Hypothèses

L'analyse présentée dans cet article est basée sur les hypothèses simplificatrices suivantes [41] :

- Régime stationnaire ;
- Chauffage uniforme de la surface du capteur solaire ;
- Aucune perte de chaleur des parois de la cheminée ;
- Les pertes par frottement de l'air circulant dans la cheminée sont négligées ;
- L'effet de la poussière, des impuretés et de l'ombre portée sur l'absorbeur sont négligeables ;
- Le collecteur est considéré comme étant la superposition de deux surfaces planes (i.e. : L'écoulement dans le collecteur est considéré comme un écoulement entre deux plans parallèles) ;
- L'effet d'évaporation dans le collecteur est négligeable ;
- L'écoulement est axisymétrique ;
- Le gradient transversal de la température dans le collecteur est négligeable ;
- L'air est considéré comme étant un gaz parfait ;
- Les transferts de chaleur par conduction dans le sens de l'écoulement sont négligeables ;
- Le ciel est considéré comme corps noir ;
- L'unique gain de chaleur dans le système est le gain net acquis dans le collecteur.

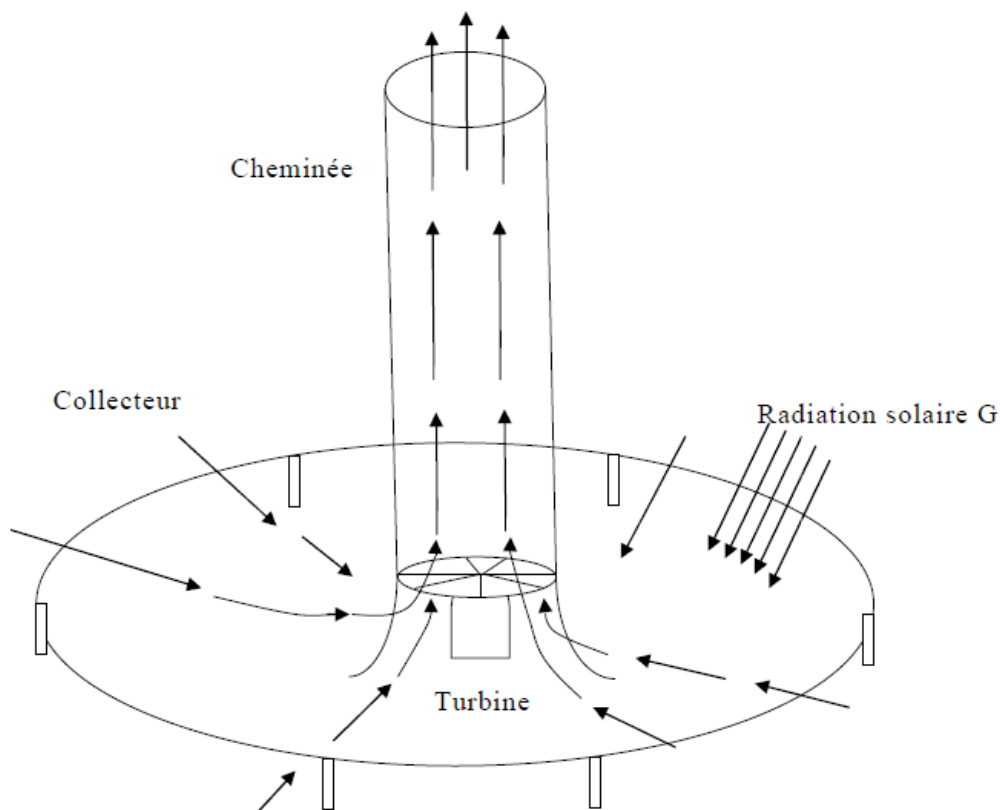


Figure III.1. Représentation schématique de la centrale à cheminée
(Modèle de J. Schlaich) [34].

III.2.1.2. Modèle mathématique résultant

L'équation du bilan thermique du capteur peut être simplifiée comme suit :

$$\alpha G A_{coll} - h A_{coll} (T_{coll} - T_0) = \dot{m} C_p (T_{coll} - T_0) \quad (\text{III. 18})$$

Avec le débit massique de l'air

$$\dot{m} = \rho_{coll} A_{ch} u \quad (\text{III. 19})$$

Le rendement énergétique du collecteur est défini comme suit :

$$\eta_{coll} = \alpha - \frac{h (T_{coll} - T_0)}{G} \quad (\text{III. 20})$$

La pression développée en raison de la densité de l'air entre l'entrée cheminée à la température T_{coll} (la base de la cheminée) et la sortie à T_0 (sommet) est donnée par :

$$\Delta P = g \int_0^H (\rho_0 - \rho_{coll}) dz \quad (\text{III. 21})$$

Pour une cheminée adiabatique verticale, l'équation d'intégration (III .21) donne:

$$\Delta P = g (\rho_0 - \rho_{coll}) H \quad (\text{III. 22})$$

La vitesse de l'air dans la cheminée peut être évaluée en utilisant l'équation de Bernoulli comme suit:

$$u = \sqrt{2 \Delta P / \rho_{coll}} \quad (\text{III. 23})$$

La substitution de l'équation (III.22) dans l'équation (III.23) donne:

$$u = \sqrt{\frac{2 g H (\rho_0 - \rho_{coll})}{\rho_{coll}}} \quad (\text{III. 24})$$

En utilisant l'approximation suivante pour le gaz parfait:

$$\frac{\rho_0 - \rho_{coll}}{\rho_{coll}} \approx \frac{T_{coll} - T_0}{T_0} \quad (\text{III. 25})$$

La vitesse de l'air dans la cheminée peut s'écrire:

$$u = \sqrt{\frac{2 g H (T_{coll} - T_0)}{T_0}} \quad (\text{III. 26})$$

En combinant les équations (III.18) et (III.26) donne:

$$\frac{u^2 T_0}{2 g H} - \frac{\alpha G A_{coll}}{h A_{coll} + \rho_{coll} A_{ch} u C_p} = 0 \quad (\text{III. 27})$$

$$\rho_{coll} A_{ch} C_p T_0 u^3 + h A_{coll} T_0 u^2 - 2 g H \alpha G A_{coll} = 0$$

L'équation (III.27) peut être résolue numériquement pour évaluer la vitesse de l'air à travers la cheminée. En prenant la valeur du coefficient de transfert de chaleur:

$$h = 5.7 + 3.8 * U_{wind} \quad (\text{III. 28})$$

Les turbines sont situées au bas de la cheminée. La puissance mécanique maximale absorbée par les turbines telle que recommandée par Schlaich [34] est:

$$P_{max} = \frac{2}{3} u A_{ch} \Delta P \quad (\text{III. 29})$$

Avec:

$$\Delta P = \rho_{coll} g H \frac{T_{coll} - T_0}{T_0} \quad (\text{III. 30})$$

La chaleur absorbée par le capteur solaire peut s'écrire:

$$Q = \eta_{coll} A_{coll} G \quad (\text{III. 31})$$

La substitution des équations (III.30) et (III.31) dans l'équation (III.29) donne la puissance maximale produite par la centrale à cheminée solaire:

$$P_{max} = \frac{2}{3} \eta_{coll} \frac{g}{C_p T_0} H A_{coll} G \quad (\text{III. 32})$$

Si le rendement du générateur défini comme η_e , la puissance électrique de la cheminée solaire devient:

$$P_e = \eta_e P_{max} \quad (\text{III. 33})$$

III.2.2. Modèle de Hammadi [119] (Avec système de stockage)

Le modèle mathématique de Hammadi est présenté pour une centrale à cheminée solaire avec l'eau comme système de stockage thermique. Ce modèle est développé pour évaluer l'effet des paramètres géométriques de la centrale à énergie solaire ainsi que la vitesse du vent sur la production d'énergie de la centrale. L'analyse basée sur des rayonnements solaires variables pendant le jour.

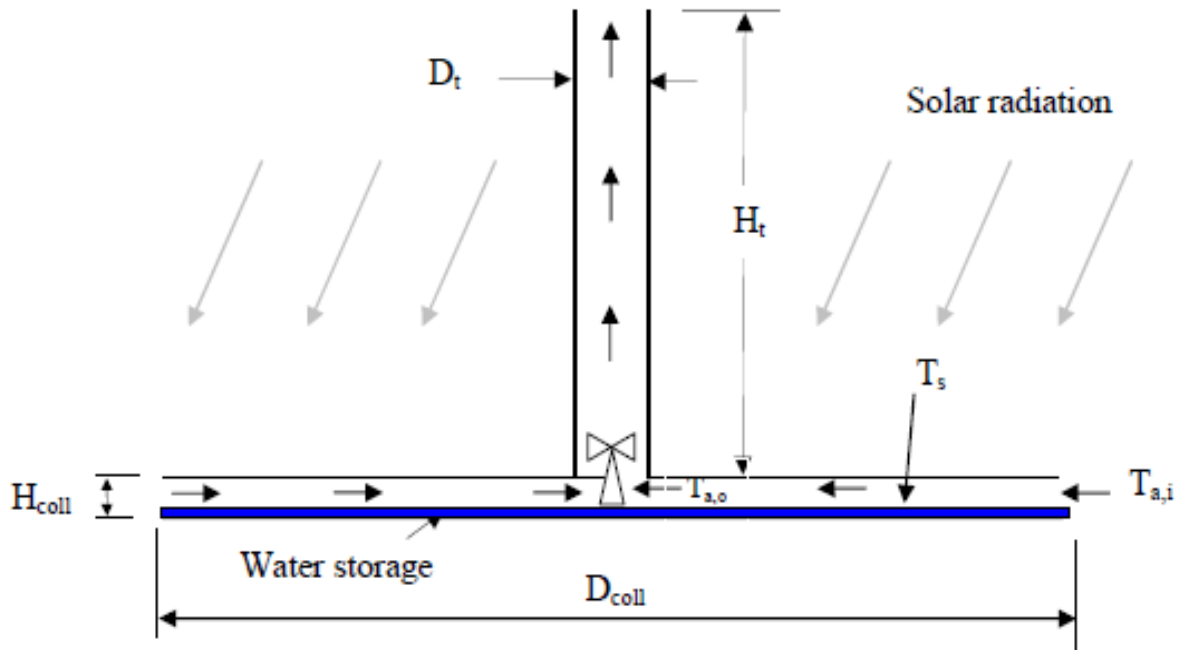


Figure III.2. Représentation schématique de cheminée solaire avec système de stockage (Modèle de Hammadi) [119].

III.2.2.1. Hypothèses

Les hypothèses utilisées par J. Schlaish sont considérées et utilisées dans ce modèle sauf que le régime de Hammadi est instationnaire.

III.2.2.2. Modèle mathématique résultant

L'équation de bilan thermique simplifiée du collecteur solaire représenté sur la figure III.2 est donnée comme suit :

$$\alpha G A_{coll} - h_i A_{coll} (T_s - T_a) = m_s C p_s \frac{dT_s}{dt} \tag{III. 34}$$

Avec :

$$m_s = \rho_s A_{coll} H_s \tag{III. 35}$$

Et l'équation d'énergie pour le flux d'air à travers le collecteur est :

$$h_i A_{coll}(T_s - T_a) - h_{\infty} A_{coll}(T_a - T_{\infty}) = \dot{m}_a C p_a (T_{a,0} - T_{a,i}) \quad (\text{III. 36})$$

Avec :

$$T_a = \frac{T_{a,0} + T_{a,i}}{2} \quad (\text{III. 37})$$

En remplaçons (III.37) par $T_{a,0} = 2 T_a - T_{a,i}$ dans (III.36), plus l'équation (III.35) et on les injectent dans l'équation (III.34) :

$$\frac{dT_s}{dt} = \frac{\alpha G}{\rho_s C p_s H_s} - \frac{h_i}{\rho_s C p_s H_s} \left[T_s - \frac{\left(\frac{\dot{m}_a C p_a}{A_{coll}}\right) T_{a,i} + \frac{1}{2}(h_i T_s + h_{\infty} T_{\infty})}{\left(\frac{\dot{m}_a C p_a}{A_{coll}}\right) + \frac{1}{2}(h_i + h_{\infty})} \right] \quad (\text{III. 38})$$

Le coefficient de transfert thermique interne (h_i) est pris comme [115] :

$$h_i = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} \frac{k}{D_h} \quad (\text{III. 39})$$

Avec :

$$f = [0.79 \ln(Re) - 1.64]^{-2} \quad (\text{III. 40})$$

Où D_h est le diamètre hydraulique du collecteur solaire en considérant l'écoulement à travers le collecteur comme un écoulement entre deux plaques parallèles d'une largeur infinie.

$$D_h = 2H_{coll} \quad (\text{III. 41})$$

$$Re = \frac{\rho_a \bar{u}_{coll} D_h}{\mu_a} \quad (\text{III. 42})$$

De l'équation de continuité on a:

$$\dot{m}_a = \rho_{a,0} \frac{\pi}{4} D_t^2 u_t = \rho_a \pi D_{coll} H_{coll} u_{coll} \quad (\text{III. 43})$$

Où :

$$\rho_a = \frac{\rho_{a,i} + \rho_{a,0}}{2} \quad (\text{III. 44})$$

La vitesse moyenne de l'air à travers le collecteur peut être exprimée comme suit :

$$\bar{u}_{coll} = \frac{\dot{m}_a}{2 \pi \rho_a (r_{coll} - r_t)} \int_{r_t}^{r_{coll}} \frac{dr}{r} = \frac{\dot{m}_a}{2 \pi \rho_a (r_{coll} - r_t)} \ln \frac{r_{coll}}{r_t} \quad (\text{III. 45})$$

Lorsque r_{coll} et r_t sont égaux à $(D_{coll}/2)$ et $(D_t/2)$ respectivement. Le coefficient de transfert de chaleur du collecteur à l'air ambiant est donné par [115]:

$$h_{\infty} = 5.7 + 3.8 u_{vent} \quad (\text{III. 46})$$

La vitesse de l'air chaud à la sortie du collecteur (entrée de la tour) peut être estimée selon l'équation de Bernoulli comme suit :

$$u_t = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_{a,o}}} \quad (\text{III. 47})$$

Et la différence de pression due à l'air entre la base de la tour solaire et l'air ambiant est donnée par :

$$\Delta p = g \int_0^{H_t} (\rho_{a,o} - \rho_{\infty}) dH_t = g (\rho_{a,o} - \rho_{\infty}) H_t \quad (\text{III. 48})$$

Ainsi, l'équation (III.47) peut être écrite en termes de différence de température comme suit :

$$u_t = \sqrt{\frac{2g H_t (T_{a,o} - T_{\infty})}{T_{\infty}}} \quad (\text{III. 49})$$

La différence de pression est utilisée pour accélérer l'air et est ainsi convertie en énergie cinétique :

$$P_k = \frac{1}{2} \dot{m}_a u_t^2 \quad (\text{III. 50})$$

La puissance électrique de sortie de l'installation peut être trouvée comme [41]:

$$P_e = \frac{1}{3} \eta_{tg} \rho_{a,o} A_t u_t^3 \quad (\text{III. 51})$$

La quantité de puissance varie en fonction de la variation du rayonnement solaire incident. L'équation qui décrit la quantité et la variation du rayonnement solaire incident au cours d'une journée claire est donnée par la relation sinusoïdale suivante [180] :

$$G = G_g \sin\left(\frac{\pi t}{\Delta\tau}\right) \quad (\text{III. 52})$$

III.2.3. Modèle de Bernardes/Pretorius [118, 181-183] (Avec système de stockage)

Ce modèle mathématique est basé sur des équations de conservation d'énergie dans les différents composants de la cheminée solaire en considérant l'écoulement du fluide comme incompressible et visqueux. Le modèle de Bernardes [118, 181-183] et le modèle de Pretorius [184] sont présentés. La production d'énergie dépend de différentes caractéristiques telles que les conditions ambiantes (irradiation, température, humidité et vitesse du vent) et la conception de l'installation (dimensions de la cheminée, du collecteur et du système de stockage).

III.2.3.1. Hypothèses [118, 183]

Le modèle de Barnardes/Pretorius est un modèle très complexe avec des conditions d'état instable (Instationnaire) qui s'appuie sur les hypothèses simplificatrices suivantes :

- **Équation de continuité**

*Collecteur :

- Flux radial unidimensionnel;
- Le chauffage régulier de la zone du collecteur dans les expressions de l'angle d'altitude du soleil est ignoré; l'air dans le collecteur est considéré comme un flux axisymétrique;
- Le toit du collecteur est incliné de la limite extérieure vers la tour;
- Le flux dans le collecteur est examiné comme un flux entre deux plaques parallèles;
- Le collecteur est placé sur une surface peu attrayante;
- L'air humide en circulation est considéré comme une combinaison de deux gaz parfaits.

- **Équation de quantité de mouvement**

**Cheminée :

- Contrainte de surface constamment sur chaque volume de contrôle;
- Écoulement purement axial;

*****Turbine et générateur :**

- La pression statique et dynamique a été prise en compte.

- **Équation énergétique**

***Collecteur :**

- Une augmentation de la hauteur du capteur sur toute la longueur de la commande radiale a été ignorée;
- Les termes d'énergie cinétique transitoire, la conduction radiale et l'énergie cinétique sont négligeables;
- Transfert de chaleur dans le sol: conduction thermique transitoire dans un solide semi-infini.

****Cheminée :**

- La conduction radiale, les termes d'énergie cinétique transitoire et l'énergie cinétique sont négligeables;
- Les pertes de chaleur dans la paroi de la cheminée sont négligées.

*****Turbine et générateur :**

- Chute de température à travers la turbine.

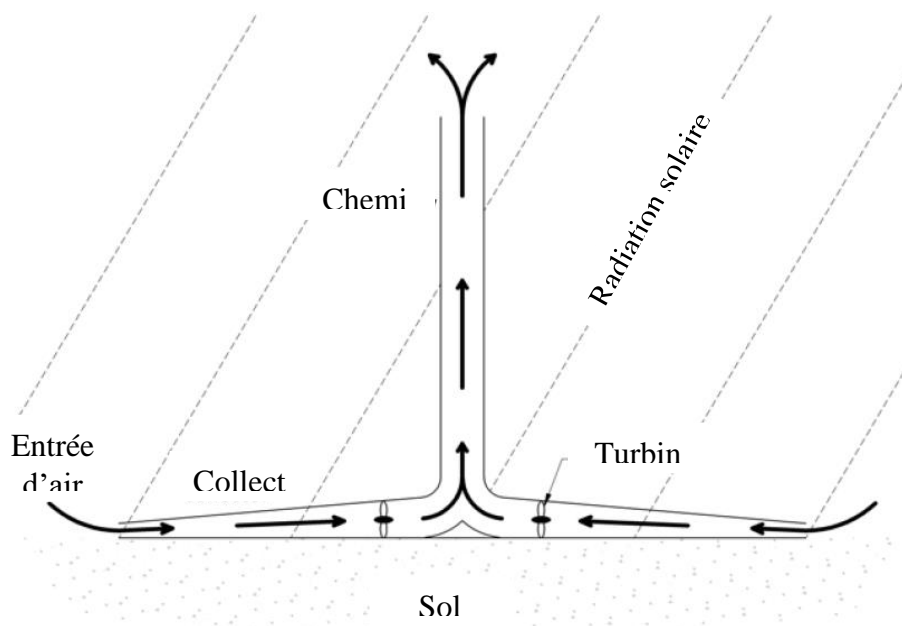


Figure III.3. Représentation schématique de cheminée solaire avec système de stockage
(Modèle de Bernardes/Pretorius) [118].

III.2.3.2. Modèle mathématique résultant

*Collecteur

L'augmentation de température dans la partie collecteur est déterminée dans cette partie. Cette étude a été réalisée en donnant un débit massique tout en calculant la valeur absolue à l'aide de procédures itératives. Le flux dans le collecteur est examiné comme un flux entre deux plaques parallèles [185, 186].

- **Équation de continuité [183]**

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho v r H) = 0 \quad (\text{III. 49})$$

- **Équation de quantité de mouvement**

$$-\left(H \frac{\partial p}{\partial r} + \tau_r + \tau_g + \frac{F_{supports}}{r \Delta \theta}\right) = \rho v H \frac{\partial v}{\partial r} \quad (\text{III. 50})$$

- **Équation énergétique [184]**

$$\alpha_{eb} I_{hb} + \alpha_{ed} I_{hd} + q_{gr} = q_{ra} + q_{rs} + q_{rh} \quad (\text{III. 51})$$

Tels que, le flux thermique de rayonnement du sol vers le toit du collecteur est présenté comme :

$$\begin{aligned} q_{gr} &= F_{gr} \sigma (T_g^4 - T_r^4) \\ q_{gr} &= h_{gr} (T_g - T_r) \end{aligned} \quad (\text{III. 52})$$

Le flux thermique de convection du toit du collecteur vers l'air ambiant est donné par :

$$q_{ra} = h_{ra} (T_r - T_a) \quad (\text{III. 53})$$

L'énergie perdue par le rayonnement du flux thermique du toit du collecteur vers le ciel peut être exprimée comme :

$$\begin{aligned} q_{rs} &= \epsilon_r (T_r^4 - T_{sky}^4) \\ q_{rs} &= h_{rs} (T_r - T_{sky}) \end{aligned} \quad (\text{III. 54})$$

Le flux de chaleur de convection du toit du collecteur vers l'air dans le capteur est exprimé par :

$$q_{rh} = h_{rh} (T_r - T) \quad (\text{III. 55})$$

Équation de l'énergie du sol devient :

$z = 0$ (Ground surface)

$$(\tau_e \alpha_g)_b I_{hb} + (\tau_e \alpha_g)_d I_{hd} = q_{gr} - k_g \left. \frac{\partial T_g}{\partial z} \right|_{z=0} + q_{gh} \quad (\text{III. 56})$$

$z > 0$

$$-k_g \frac{\partial^2 T_g}{\partial z^2} + \rho_g c_{pg} \frac{\partial T_g}{\partial t} = 0 \quad (\text{III. 57})$$

$z = \infty$

$$\frac{\partial T_g}{\partial z} = 0 \quad (\text{III. 58})$$

Équation de l'air :

$$q_{rh} + q_{gh} = \rho v H \frac{\partial}{\partial r} (c_p T) \quad (\text{III. 59})$$

****Cheminée**

La cheminée ou la tour transforme la puissance thermique fournie par le collecteur en énergie cinétique. La variation de densité générée par l'augmentation de la température dans le collecteur fonctionne comme la puissance motrice. On suppose que le transfert de chaleur sur la surface de la pièce de cheminée est négligeable. En adoptant les hypothèses simplificatrices présentées, on obtient :

- **Équation de continuité**

$$\frac{\partial}{\partial z} (\rho_c v_c) = 0 \quad (\text{III. 60})$$

- **Équation de quantité de mouvement**

$$-\frac{\partial p_c}{\partial z} - \left(\frac{\tau_c \pi d_c + F_{bw}}{A_c} \right) = \rho_c \left(g + v_c \frac{\partial v_c}{\partial z} \right) \quad (\text{III. 61})$$

- **Équation énergétique [183]**

$$RT_c \frac{\partial}{\partial z} (\rho_c v_c) + \rho_c v_c (c_{pc} T_c) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_c v_c g z) = 0 \quad (\text{III. 62})$$

L'impact de l'humidité est introduit dans l'équation de densité dans la cheminée, qui est donnée par [187]:

$$\rho_c = \frac{1}{R_A T} \left[P - \left(1 - \frac{R_A}{R_V} \right) \varphi P_s(T) \right] \quad (\text{III. 63})$$

$P_s(T)$ est la pression de vapeur saturante obtenue à partir de la référence [188].

*****Turbine et générateur**

Le flux de chaleur généré par le collecteur est transformé en énergie cinétique et en énergie potentielle à travers la cheminée. Ainsi, la variation de densité de l'air induite par l'augmentation de température dans le collecteur joue le rôle de gestionnaire d'énergie. La base de la cheminée, qui est la sortie du collecteur, est liée à l'atmosphère environnante. Entre la base de la tour (sortie du capteur) et l'environnement, une variation de pression Δp_{tot} est délivrée.

- **Équation énergétique**

La puissance théorique utilisée par la turbine est donnée par [183]:

$$P = \Delta p_{tot} A_c w_{tot} \eta_t x \sqrt{1 - x} \quad (\text{III. 64})$$

III.3. Calcul du LCOE

LCOE est l'acronyme anglais de Levelized Cost of Energy, signifiant le coût actualisé de l'énergie, selon l'Agence Internationale de l'Energie (AIE) le LCOE est «la somme des coûts actualisés divisés par la production totale ajustée à sa valeur temps économique ». Il correspond au prix complet d'une énergie sur la durée de vie de l'équipement qui la produit. Pour ce calcul qui intègre à la fois un investissement initial et des coûts de fonctionnement répartis sur une longue période, la formule est présentée comme suit [189] :

$$\begin{aligned} LCOE &= \frac{\text{somme des coûts sur la durée de vie}}{\text{somme de l'énergie électrique produite au cours de la vie}} \\ &= \frac{FCR \times TCC + FOC}{AEP} + VOC \end{aligned} \quad (\text{III. 65})$$

Chapitre IV

Résolution et Simulation

Numériques



Chapitre IV. Résolution et Simulation Numériques

Dans ce chapitre, deux volets d'études numériques ont été réalisés : le premier volet est relatif au domaine des hautes températures, le second concerne les basses températures dont on a présenté la résolution numérique des équations gouvernantes régissant les modèles décrits et développés.

IV.1. Centrales solaires thermiques à haute température

Des analyses technico-économiques basées sur des simulations numériques ont été réalisées dans ce chapitre pour la partie solaire de la centrale solaire Hassi R'mel SPPI située dans la région sud de l'Algérie. Un processus d'optimisation multi-objectifs a été élaboré à l'aide du logiciel SAM (System Advisor Model) pour déterminer les conditions les plus favorables, les paramètres les plus appropriés et la configuration de conception optimale de la centrale solaire pour une meilleure production d'énergie à l'avenir. La configuration actuelle du SPPI est une centrale à concentrateur cylindro-parabolique de 25 MW combinée avec une centrale à cycle combiné à gaz d'une capacité de 130 MW.

IV.1.1. Description du site et de la centrale

De par sa situation géographique, l'Algérie possède le potentiel solaire le plus important de tout le bassin méditerranéen. Elle dispose d'un des gisements solaires les plus élevés au monde avec 169440 TWh/an (évaluation effectuée par satellites par l'Agence Spatiale Allemande DLR), soit cinq mille fois la consommation nationale en électricité [190]. Le tableau IV.1 donne la répartition du potentiel solaire en Algérie.

Tableau IV.1 : Répartition du potentiel solaire en Algérie [191].

| Régions | Région côtière | Hauts plateaux | Sahara |
|---|----------------|----------------|--------|
| Superficie (%) | 4 | 10 | 86 |
| Durée moyenne d'ensoleillement (heures/an) | 2650 | 3000 | 3500 |
| Energie moyenne reçue (kWh/m ² /an) | 1700 | 1900 | 2650 |

Le choix de la centrale cible, objet de notre étude, a été porté sur la centrale électrique hybride solaire-gaz SPPI (Solar Power Plant One) de Hassi R'mel. Cette centrale a été

inaugurée le 14 Juillet 2011 [192]. Elle est composée de deux parties : le champ solaire et le cycle combiné [193].

Le champ solaire est constitué de capteurs cylindro-paraboliques, répartis sur deux surfaces. Chaque surface contient 28 boucles de quatre modules, répartis en 2 rangées. Le module est formé de 12 segments comportant chacun plusieurs miroirs. La composante directe du rayonnement solaire incident est concentrée par les miroirs sur un récepteur situé au point focal de la parabole (Figure IV.1). Un fluide caloporteur HTF (Heat Transfer Fluid) circule à l'intérieur du récepteur. Le fluide chaud, dont la température peut atteindre 393°C, passe à travers une série d'échangeurs de chaleur pour céder sa chaleur à l'eau et produire ainsi de la vapeur d'eau (générateur de vapeur solaire).

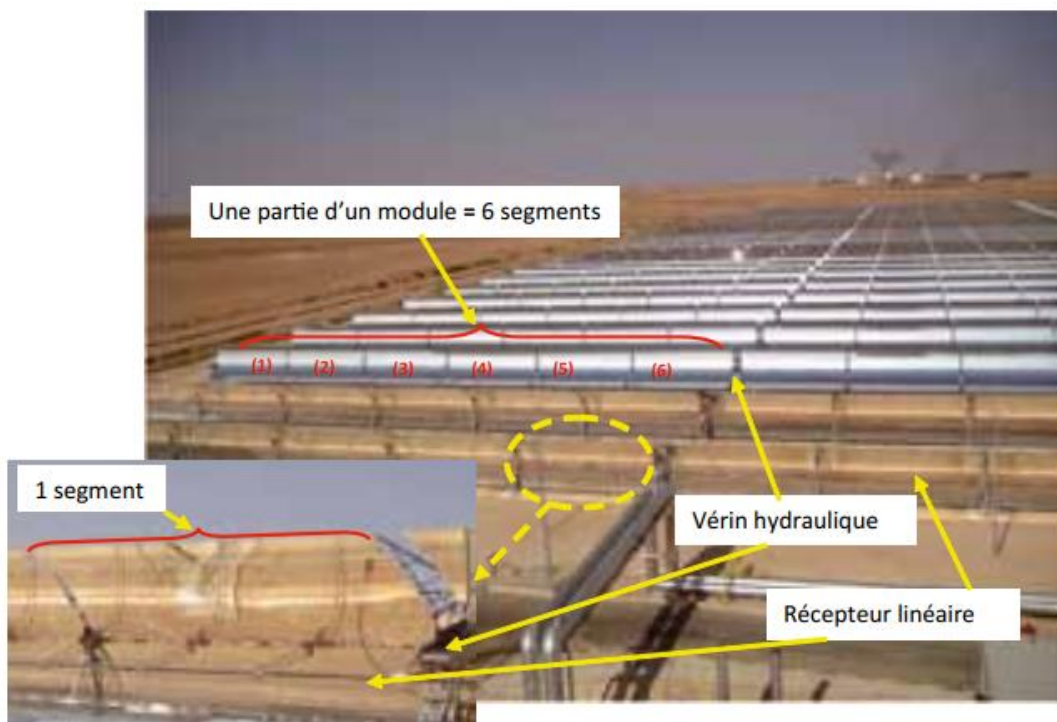


Figure IV.1 : Photo montrant une partie du concentrateur champ solaire de SPPI [193].

Le cycle combiné est constitué de 2 turbines à gaz (fonctionnant au gaz naturel) dont la puissance nominale unitaire est de 45 MW. La chaleur de combustion de ces turbines est récupérée dans deux chaudières horizontales à circulation naturelle. Ces dernières font fonctionner une turbine à vapeur d'une puissance nominale de 80.08 MW.

Le Tableau IV.2 illustre la fiche technique de la centrale SPPI. La figure IV.2 illustre le schéma de la centrale SPPI avec le système SAPG. Le contour en pointillés noirs délimite le système SAPG. En rouge, l'échangeur de chaleur solaire relie la centrale thermique à cycle combiné au système SAPG.

Tableau IV.2 : Conception technique et les paramètres de la centrale de SPPI [194-197].

| Localisation | |
|--|--|
| Pays | Algérie |
| Région | Ville de Laghouat Hassi R'mel |
| Cordonnées | 33° 07' 29'' Nord 03° 21' 07'' Est 776 m d'élévation (Altitude) |
| DNI | 950 W / m² (valeur maximale en été) 2002 kWh / m² année |
| Température ambiante | 22,6 ° C |
| Climat | Saharienne et aride |
| Vitesse du vent | 3,6 m/s |
| Champ Solaire | |
| Capteur | Cylindro-Parabolique |
| Superficie de la centrale | 183860 m ² |
| Superficie des collecteurs | 130 ha dont le champ solaire occupe 90ha |
| Nombre de capteur | 224 |
| Nombre de boucles | 56 |
| Type de collecteur | LS-3 |
| Type de fluide caloporteur | Therminol VP ₁ |
| Consommation d'eau | 2500 - 3000 m ³ / jour |
| Bloc puissance | |
| Type d'installation | Centrale électrique hybride solaire-gaz |
| Capacité électrique | 150MW → 130MW Cycle combiné à gaz 25MW champ solaire |
| Spécification de la turbine | 2 turbines à gaz de type Simens SGT-800 |
| Le type de sortie | Rankine à vapeur |
| Description de la méthode de refroidissement | Condensateurs aérodynamiques |
| Méthode de refroidissement | Refroidissement à sec |
| Administration et financement | |
| Date de mise en service | Juillet 2011 |
| Statut | Opérationnel |
| Propriétaire | SPPI (Solar Power Plant) : Abener 66%, Neal 20 % et un consortium ou pool bancaire (BEA, CPA et BNA) 14 %. |
| Coût de l'investissement | 315.8 Millions d'euros |
| PPA / Période tarifaire | 25 ans |
| Type de projet | Commercial |
| LCOE | 0,1 € / kWh (sans subvention de l'Etat)) |
| LCOE | 3.122 DA / kWh (avec subvention de l'Etat) |

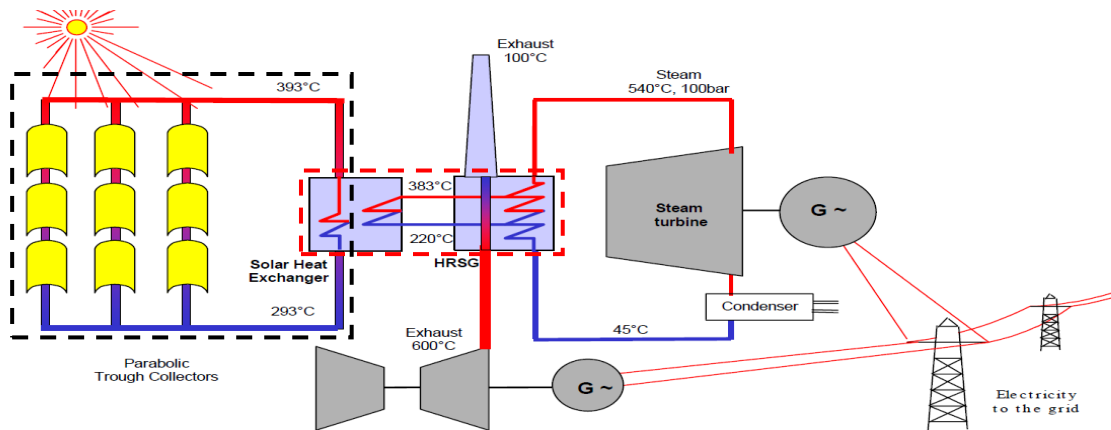


Figure IV.2. Schéma de la centrale électrique SPPI avec système SAPG [198].

Basé sur un cycle combiné fossile (CC) alimenté par des turbines à vapeur au gaz naturel alimentées en plus par de la vapeur solaire pendant la journée. La nuit, la centrale fonctionnait comme un CC conventionnel.

Motivation du choix du lieu d'implantation [192] :

- Terrain plat ;
- 700 m d'altitude ;
- Une vitesse du vent inférieure à 5 m/s ;
- Une moyenne de 9,5 heures d'ensoleillement ;
- La moyenne annuelle d'humidité <39% ;
- $T_{\max} \sim 45^{\circ}\text{C}$ en Août, pluviométrie est de l'ordre de 100 mm/an ;
- Existence d'un aéroport international sur le site.

IV.1.2. Méthodologie

Ce paragraphe décrit la méthode utilisée pour définir les paramètres et les configurations optimaux et propose une méthodologie pour décider des paramètres pour les futures centrales CSP pour une production d'énergie annuelle maximale avec le LCOE minimum.

L'objectif est de déterminer la configuration et les performances optimales de la centrale SPPI, tout en tenant compte de l'influence de différents paramètres tels que : les paramètres du site, le multiple solaire (la taille du champ solaire), le système de remplissage fossile Hybridation (fraction de remplissage de carburant), le système de stockage thermique (heure de pleine charge), et les paramètres financiers (taxes,...), en utilisant le principe de minimisation du LCOE et de l'énergie maximale produite (facteur de capacité maximum). Pour ce faire, le logiciel SAM (Système Advisor Model) a été utilisé.

IV.1.2.1. Description du logiciel SAM

Le System Advisor Model (SAM) est un modèle de logiciel techno-économique gratuit qui facilite la prise de décision des spécialistes du secteur des énergies renouvelables tels que (Chefs de projet et ingénieurs, Analystes politiques, Développeurs technologiques et Chercheurs).

SAM à l'origine appelé "Solar Advisor Model" a été développé par une laboratoire de recherches américain spécialisé dans les Energies Renouvelables (NREL) en collaboration avec Sandia National Laboratories en 2005, en partenariat avec le département d'énergie des Etats Unies le 'DOE'. Il peut être téléchargé gratuitement au site du NREL, 2011 [190].

SAM permet aux utilisateurs d'examiner et de comparer les technologies solaires et autres technologies renouvelables sur des bases économiques, technologiques et opérationnelles. Le logiciel est basé sur le programme Transient Systems Simulation (TRNSYS), maintenu et distribué par Klein et al [199]. Pour l'étude des performances d'un système, le logiciel SAM fait appel à chaque simulation numérique au TRNSYS. SAM fournit des modules détaillés dans TRNSYS pour simuler des systèmes d'énergie complexes tels que l'énergie solaire concentrée (CSP), les systèmes photovoltaïques et les systèmes de chauffage solaire.

SAM fournit une interface graphique pour spécifier et exécuter une simulation TRNSYS prédéfinie et pour analyser les sorties. Il calcule le coût de production d'électricité en se basant sur les renseignements fournis sur l'emplacement de l'installation et les coûts d'exploitation, le type de financement, le crédit d'impôt applicable, les incitatifs et les spécifications du système. Le logiciel, est basé sur un moteur de simulation horaire qui interagit avec la performance, le coût et les modèles de financement pour calculer la production et le coût de l'énergie, ainsi que les flux de trésorerie.

L'interface du tableur de SAM permet d'échanger les données avec des modèles externes développés dans Microsoft Excel. Le modèle fournit des options pour des études paramétriques, analyse de sensibilité, d'optimisation, et de simulation. Il peut déterminer les performances et faire l'analyse économique des centrales à concentration solaire telles que les centrales solaires à tours, les concentrateurs cylindro-paraboliques, les concentrateurs linéaires de Fresnel, les systèmes photovoltaïques, les capteurs plans, le chauffage solaire et d'autres applications [189].

SAM et d'autres logiciels tels que TRNSYS, WINDELSOL et DELSOL sont largement utilisés. Leur caractère puissant a été utilisé dans des études précédentes sur les technologies des centrales électriques CSP pour fournir des résultats précis.

IV.1.2.2. Paramètres de conception

Les composants des centrales CSP devraient avoir une conception optimisée pour un meilleur ajustement avec les paramètres du champ solaire et le bloc de puissance.

Pour fournir la capacité de stockage de chaleur nécessaire, le champ solaire (miroirs et collecteurs de chaleur) d'une centrale CSP doit être surdimensionné par rapport à la capacité électrique nominale (MW) de la centrale. Ainsi, à partir d'un point de vue technique, les exigences de conception sont le facteur multiple solaire (SM), le HTF, la fraction de combustible de remplissage (FFF) de l'hybridation, le facteur de capacité (efficacité C_F) et la capacité du système de stockage (Heures de pleine charge FLH).

La description des paramètres de conception de base de cette recherche est [200] :

- **Multiple solaire (SM) :** C'est le premier et le plus important paramètre décisif pour la conception de toute installation CSP. Le multiple solaire (SM) est défini comme le rapport entre la puissance thermique obtenue par le champ solaire au point de conception et la puissance thermique requise par le bloc d'alimentation aux conditions nominales avec une irradiation solaire maximale.
- **Heures de pleine charge (FLH) :** C'est la capacité de stockage d'énergie thermique du système de stockage, exprimée en heures d'énergie thermique fournie au niveau d'entrée thermique de conception du bloc d'alimentation (entrée de turbine de conception de bloc de puissance).
- **Fraction de combustible de remplissage (FFF) :** C'est une fraction de la production brute de turbine de conception de bloc de puissance qui peut être atteint par la chaudière de sauvegarde. Il sert à calculer l'énergie de la chaudière de sauvegarde.
- **Facteur de capacité (CF) :** C'est le rapport entre l'énergie électrique effectivement produite sur une période donnée et l'énergie qu'elle aurait produite si elle avait fonctionné à sa puissance nominale durant la même période.
- **Coût de l'électricité actualisé (LCOE) :** Il correspond au prix complet d'une énergie sur la durée de vie de l'équipement qui la produit. Pour ce calcul qui intègre à la fois un investissement initial et des coûts de fonctionnement répartis sur une longue période, le recours à la technique d'actualisation est nécessaire. Le LCOE est une estimation économique du coût du système dont l'unité est exprimée soit en €/kWh ou \$/MWh et il représente ce qu'il aura fallu dépenser pour produire un kWh d'énergie.

IV.1.2.3. Modèles à optimiser (configurations, paramètres, et cas)

Pour avoir une centrale électrique optimale et plus avantageuse, nous avons introduit diverses configurations et paramètres essentiels dans la centrale solaire SPPI. Différentes configurations ont été choisies pour tous les cas en fonction de la taille du champ solaire, du type de fluide de transfert de chaleur, du type de condenseur (refroidissement par voie humide: évaporation, refroidissement à sec: refroidi par air), de la fraction de combustible de remplissage (FFF) de l'hybridation, et de la capacité du système de stockage (Heures de pleine charge FLH). Quatre modèles d'optimisation ont été considérés (M_1 , M_2 , M_3 , et M_4).

Les cas d'optimisation ou les modèles a analysées correspondent à :

IV.1.2.3.1. Cas 1) Optimisation 1 (M_1) : Champ solaire seulement (sans système de stockage thermique et sans systèmes d'hybridation).

Le premier modèle a été créé pour déterminer la taille optimale du champ solaire, le fluide caloporteur le plus approprié et le type du condenseur le plus compétent pour une installation solaire sans hybridation et sans système de stockage thermique.

La figure IV.3 illustre la représentation schématique du système lié au modèle M_1 . Le système est composé d'un champ solaire (collecteur cylindro-parabolique) qui génère de l'énergie thermique vers le bloc de puissance (cycle d'alimentation) via un fluide caloporteur HTF. Le bloc de puissance contient la turbine (cycle de Rankine) et un alternateur pour la production d'électricité.

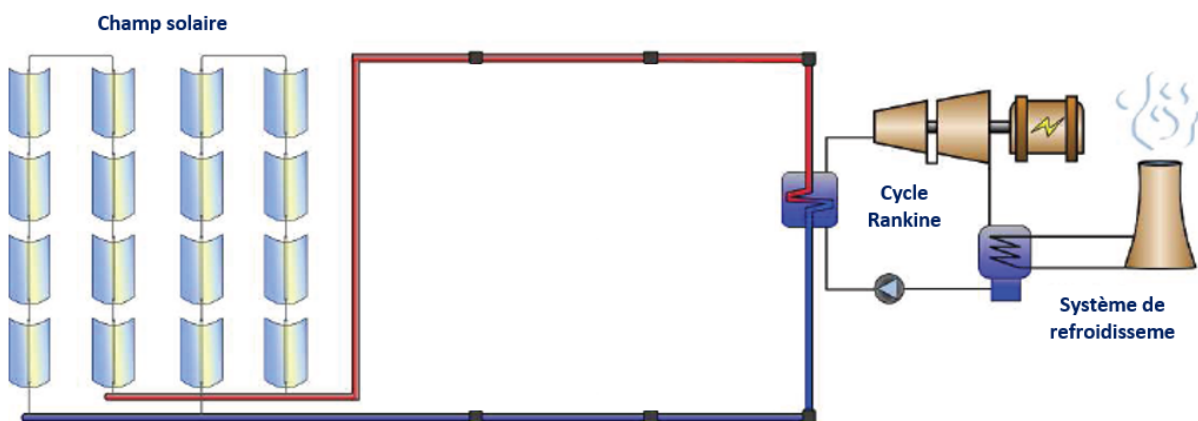


Figure IV.3. Représentation schématique du système pour le modèle M_1 .

- **Étude pour le choix du fluide HTF ou fluide de stockage**

Pour choisir le fluide caloporteur HTF qui peut être considéré aussi comme un fluide de stockage. Une étude paramétrique est établie en changeant différents systèmes de stockage thermique pour déterminer les deux meilleurs fluides. Les caractéristiques de ces systèmes sont illustrées sur le tableau IV.3.

Tableau IV.3. Différents fluides utilisés dans les systèmes de stockage [201].

| | Therminol VP ₁ | Hitec Solar Salt | Caloria HT 43 | Hitec XL |
|--|------------------------------|---------------------|------------------|----------|
| Durée [h] | 6 | 6 | 6 | 6 |
| Capacité du réservoir [MWe] | 25 | 25 | 25 | 25 |
| TES Capacité thermique [MWht] | 421.348 | 421.348 | 421.348 | 421.348 |
| Volume de stockage [m³] | 8236.87 | 5699.19 | 8486.43 | 5714.34 |
| Diamètre du réservoir [m] | 22.90 | 19.05 | 23.24 | 17.07 |
| Perte de chaleur [MWht] | 0.23836 | 0.19085 | 0.24276 | 0.19116 |
| Masse volumique du TES [kg/m³] | 765.461 | 1872.49 | 643.903 | 1957.3 |

IV.1.2.3.2. Cas 2) Optimisation 2 (M₂) : Intégration d'un système de remplissage, hybridation (sans système de stockage thermique).

Dans ce deuxième modèle, la même installation solaire précédente a été hybridée avec une centrale à gaz (ajout d'un système de remplissage), qui fournit de la chaleur supplémentaire pendant les périodes où l'énergie solaire est insuffisante pour conduire le bloc d'alimentation à sa capacité nominale (Stabilité de la production d'électricité).

Les paramètres et configurations optimisés par le premier modèle (les résultats optimaux : SM, HTF, Condenseur) ont été introduit comme inputs dans ce modèle. Pour optimiser la valeur du FFF, on simule ce système pour différentes valeurs de FFF dans la plage de 0,1 à 0,8.

La figure IV.4 illustre la représentation schématique du système lié au modèle M₂.

Le fonctionnement de l'hybridation est très simple. Le BS est composé d'une chaudière (chambre de combustion et gaz combustible). La chaudière est utilisée pour chauffer le HTF lorsqu'il ne peut pas atteindre la température de fonctionnement pendant la nuit ou dans les périodes où le rayonnement solaire est insuffisant (jours nuageux).

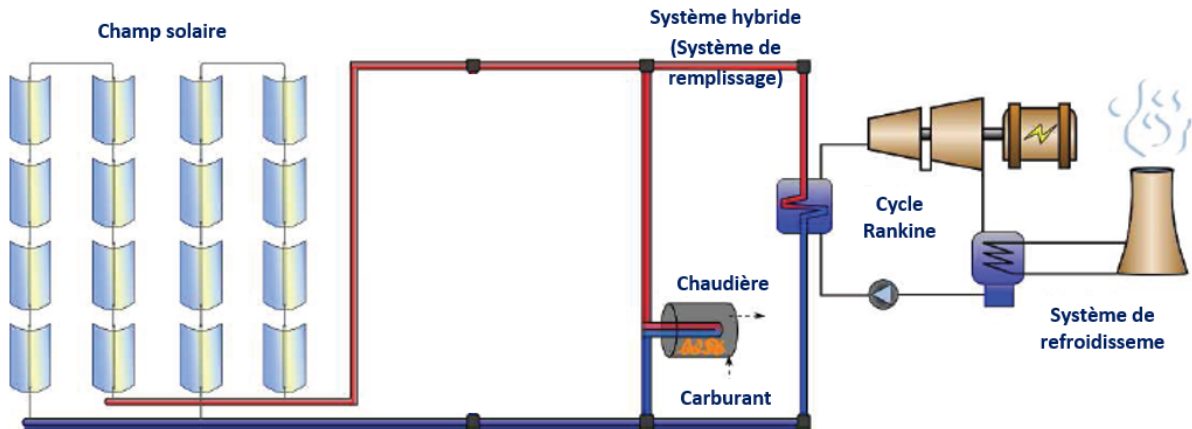


Figure IV.4. Représentation schématique du système pour le modèle M_2 .

IV.1.2.3.3. Cas 3) Optimisation 3 (M_3) : Intégration d'un système de stockage thermique (sans système hybride).

Pour cette configuration, un système de stockage thermique a été intégré dans la première installation afin d'optimiser la valeur du TES. En utilisant les mêmes paramètres et configurations que dans le premier modèle, ce modèle offre un examen de sensibilité de FLH sur LCOE, En et C_F . La figure IV.5 représente la représentation schématique du système lié au modèle M_3 .

Le système stocke la chaleur du champ solaire dans un réservoir, et cette chaleur peut entraîner la turbine du bloc d'alimentation pendant les périodes d'ensoleillement faible ou nul. TES est très bénéfique. Il permet à l'installation de stocker l'excédent d'énergie produite (jours/nuits) ou (été/hiver) et de séparer la collecte d'énergie solaire du fonctionnement du bloc d'alimentation.

Le système stocke la chaleur du champ solaire dans un réservoir, et cette chaleur peut entraîner la turbine du bloc d'alimentation pendant les périodes d'ensoleillement faible ou nul. Le système de stockage thermique est très bénéfique, il permet à l'installation de stocker l'excédent d'énergie produite (jours / nuits) ou (été / hiver), de plus il sépare la collecte d'énergie solaire du fonctionnement du bloc d'alimentation.

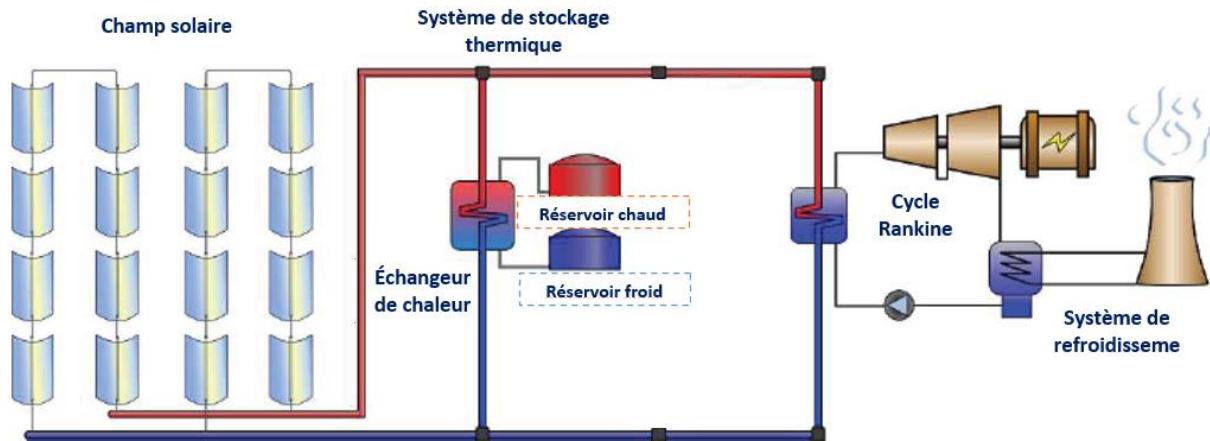


Figure IV.5. Représentation schématique du système pour le modèle M₃.

IV.1.2.3.4. Cas 4) Optimisation 4 (M₄) : champ solaire avec un système de remplissage (hybridation) et avec un système de stockage thermique.

Les résultats optimaux de tous les modèles précédents ont été utilisés comme entrées pour la simulation du dernier modèle, M₄, afin d'apprécier l'intérêt de l'hybridation et du système de stockage thermique au même temps sur la production d'énergie, C_F et LCOE.

La figure IV.6 donne la représentation schématique du système pour le modèle M₄. Cette dernière installation est composée d'un champ solaire, d'un système de stockage thermique et d'un système de remplissage (hybridation). Du fait de l'intermittence de l'énergie solaire, l'intégration des systèmes BS et TES permet à l'installation de bénéficier d'une production d'énergie constante, continue et fiable.

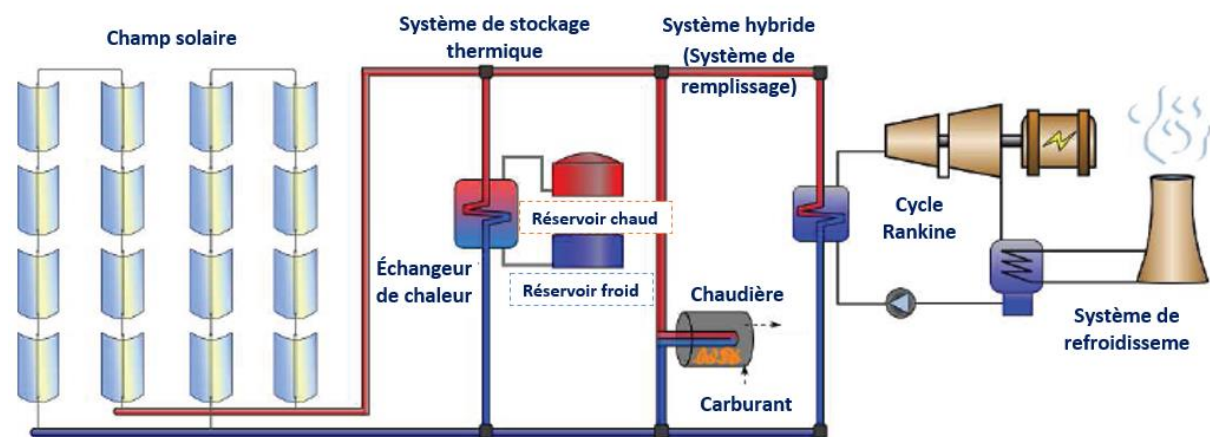


Figure IV.6. Représentation schématique du système pour le modèle M₄.

IV.1.2.4. Données météorologiques

Les données météorologiques, telles que le DNI, la température ambiante, la vitesse du vent, l'angle du soleil du site de Hassi R'mel ont été obtenues à l'aide de la base de données du logiciel METEONORM7, avec des pas horaires en prenant le format TMY3.

IV.1.2.5. Paramètres financiers

Le scénario de référence représente les conditions financières prévues pour l'investissement dans des conditions standard sans soutien financier de l'État (Sans incitations fournies par le gouvernement : scénario de base). Dans tous les modèles, la centrale SPPI a été simulé par les paramètres de financement fixés pour le scénario de base utilisé qui sont donnés dans les tableaux IV.4 et IV.5.

Tableau IV.4. Paramètres financiers [202, 203].

| Données financières | Valeur | Unité |
|------------------------------|--------|---------------|
| Période d'analyse | 30 | Ans |
| Durée du prêt bancaire | 20 | Ans |
| Taux de prêt | 8 | %/an |
| Taux d'inflation | 4,6 | %/an mai 2018 |
| Taux d'actualisation réel | 4 | %/an mai 2018 |
| Taux d'actualisation nominal | 8,78 | %/an |

Tableau IV.5. Paramètres économiques (coûts du système).

| Coûts des systèmes | M ₁ | M ₂ | M ₃ | M ₄ |
|--|----------------|----------------|------------------------------|----------------|
| Coûts d'investissement nets [\$] | 59 589 472 | 82 339 472 | 77 005 202 | 117 170932 |
| Coûts du système de sauvegarde [\$] | 0 | 22 750 000 | 0 | 22 750 000 |
| Coûts du système de stockage [\$] | 0 | 0 | 17 415 730 | 17 415 730 |
| Coûts d'exploitation et d'entretien (pour tous les modèles) | 66 | [\$/kW-an] | Coût fixe par capacité | |
| | 4 | [\$/MWh] | Coût variable par génération | |

La figure IV.7 représente la procédure proposée pour la détermination des performances optimales d'une centrale CSP :

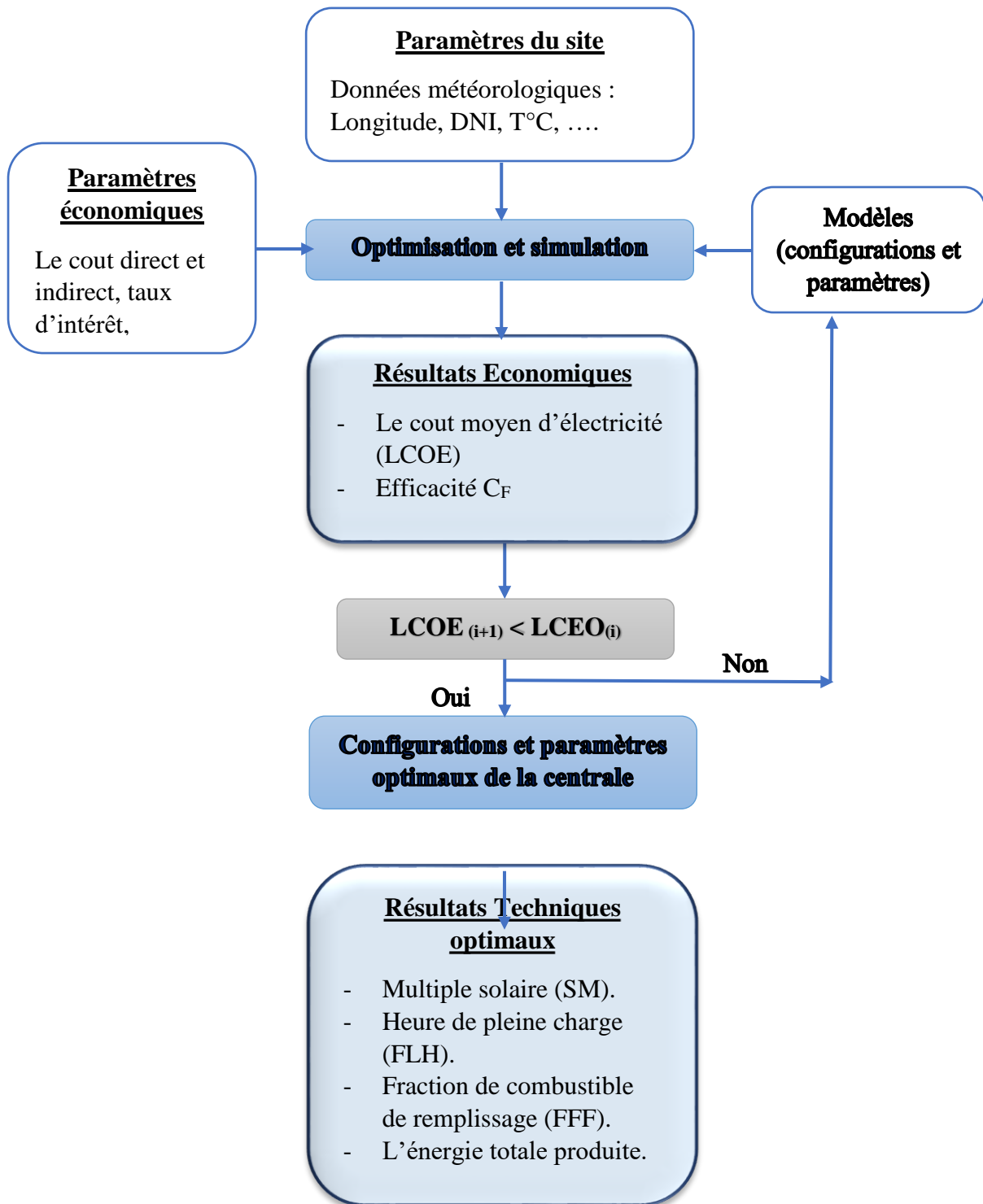


Figure IV.7. Organigramme de simulation pour les CSP.

IV.2. Centrales solaires thermiques à basse température

La résolution numérique des équations gouvernantes vues au chapitre III permettra de prédire les performances énergétiques des centrales à cheminée solaire, d'étudier et d'analyser l'influence des différents paramètres dominants sur ces performances et de prévoir et dimensionner les centrales à échelle industrielle avant leur réalisation. Dans ce qui nous allons présenter les organigrammes correspondants aux modèles usuels utilisés dans les centrales à cheminée solaire.

IV.2.1. Modèles de J. Schlaich (Sans stockage thermique) [34]

Les systèmes d'équations représentant le modèle de J. Schlaich (régime stationnaire), a été résolu par combinaison et substitution des inconnus, dans les différentes équations. Des programmes de résolution de ces équations ont été développés dans cet esprit, sous-environnement Python [204] (Voir l'organigramme IV.8 montrant les différentes étapes du calcul).

Selon les formulations mathématiques du modèle, si le débit massique est connu ou supposé, la puissance de sortie peut être déterminée. Les différentes étapes du calcul de la puissance de sortie sont :

1. Choisir une densité;
2. Calculer la vitesse u ;
3. Calculer la température du collecteur T_{coll} ;
4. Calculer la masse volumique du collecteur ρ_{coll} et effectuer l'itération;
5. Calculer le rendement du collecteur η_{coll} ;
6. Calculer la puissance maximale P_{max} ;
7. Calculer la puissance réelle produite P_e .

IV.2.2. Modèle de Hammadi (Avec stockage thermique) [205]

Le modèle de Hammadi est basé essentiellement sur la détermination de la valeur du rayonnement solaire incident (régime instationnaire). Après la détermination de la variation du rayonnement solaire incident, on devine la valeur du débit massique de l'air. Cette équation est résolue numériquement avec des itérations de calculs (Voir principe organigramme IV.9), tous les autres paramètres seront facilement calculables par combinaison et substitution des inconnus, dans les différentes équations.

IV.2.3. Modèle de Bernardes (Avec stockage thermique) [183]

Le code (procédure numérique) du programme de simulation informatique du modèle de Bernardes [150] calcule le débit massique, la température de l'air, les pertes par frottement, les coefficients de transfert de chaleur, le potentiel de pression, les pertes par traînée, etc. Ils sont calculés pour de courtes sections de collecteur et de cheminée par un processus itératif. Dans ce modèle, une procédure d'optimisation simple a été adoptée pour calculer la valeur x de la puissance de sortie maximale. Le calcul d'un pas de temps commence à partir d'une valeur x_0 et la valeur calculée de la puissance de sortie est stockée, par exemple sous P_0 . Ensuite, un nouveau calcul démarre pour le même pas de temps en utilisant les valeurs trouvées de x , L'organigramme IV.10 donne un aperçu de la procédure de résolution suivie.

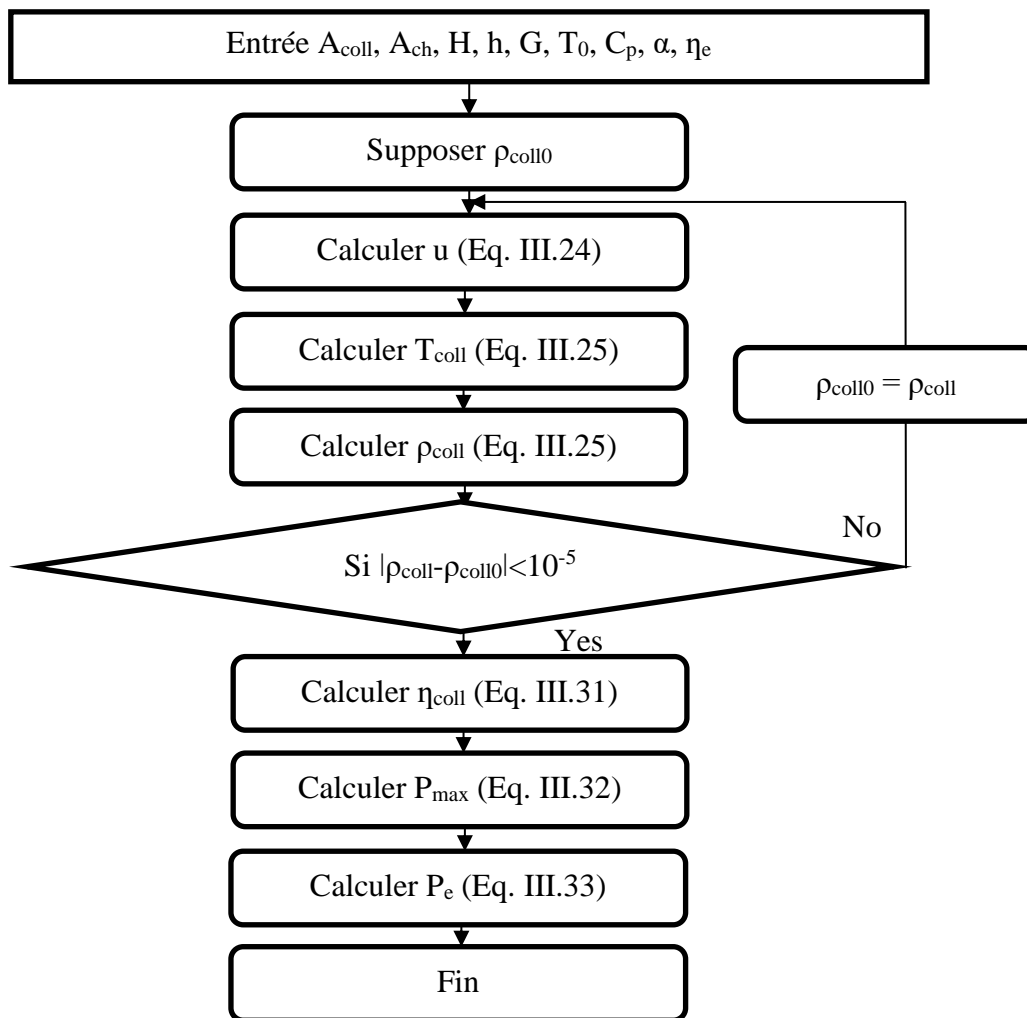


Figure IV.8. Organigramme de calcul du programme de résolution du modèle de Schlaich [34].

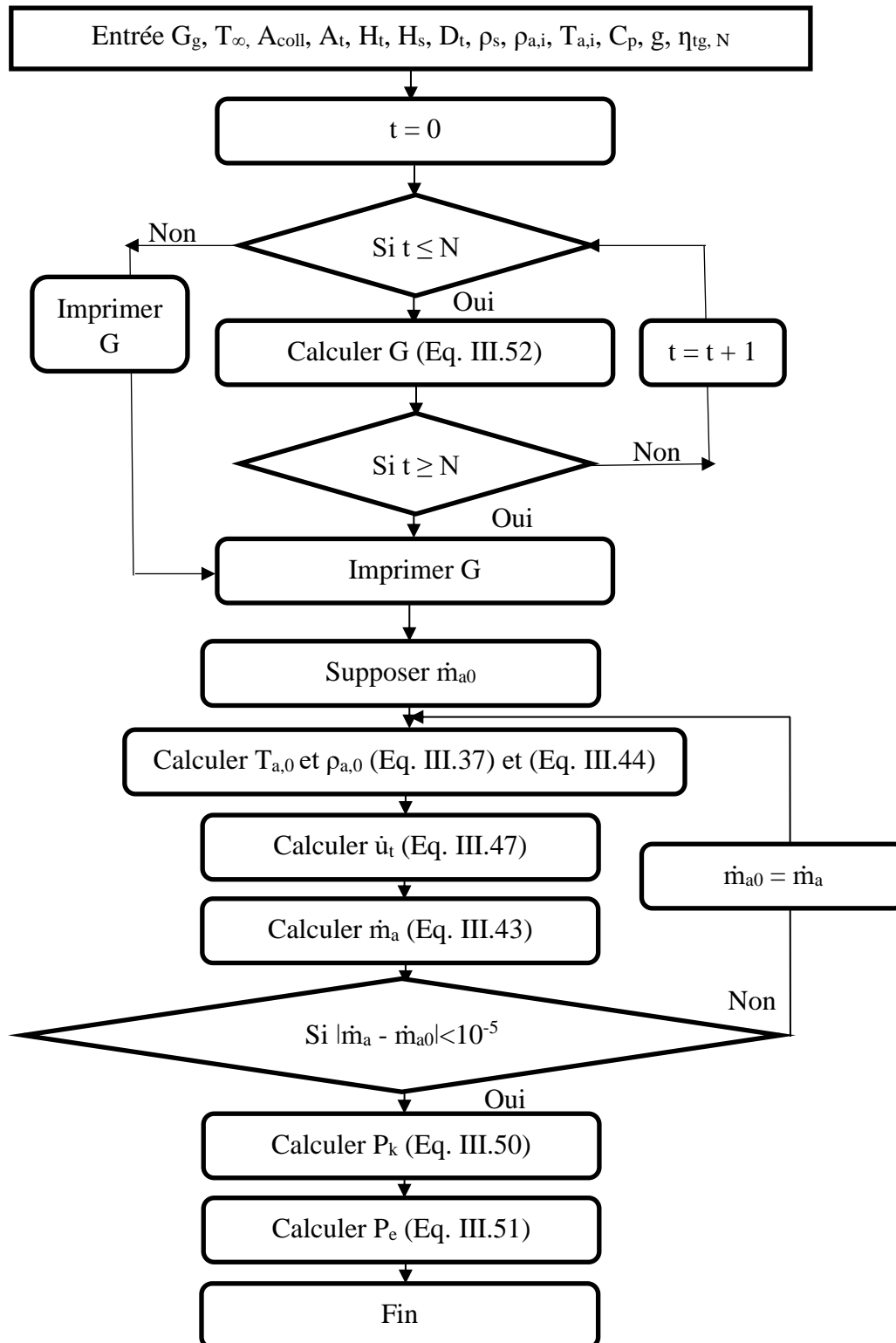


Figure IV.9. Organigramme de calcul du programme de résolution du modèle de Hammadi [205].

* / 2008 / 2009 / 2010 / 2011 / 2012 / 2013 / 2014 / 2015 / 2016 / 2017 / 2018 / 2019 / 2020 / 2021 / 2022 / 2023 / 2024 / 2025 / 2026 / 2027 / 2028 / 2029 / 2030 / 2031 / 2032 / 2033 / 2034 / 2035 / 2036 / 2037 / 2038 / 2039 / 2040 / 2041 / 2042 / 2043 / 2044 / 2045 / 2046 / 2047 / 2048 / 2049 / 2050 / 2051 / 2052 / 2053 / 2054 / 2055 / 2056 / 2057 / 2058 / 2059 / 2060 / 2061 / 2062 / 2063 / 2064 / 2065 / 2066 / 2067 / 2068 / 2069 / 2070 / 2071 / 2072 / 2073 / 2074 / 2075 / 2076 / 2077 / 2078 / 2079 / 2080 / 2081 / 2082 / 2083 / 2084 / 2085 / 2086 / 2087 / 2088 / 2089 / 2090 / 2091 / 2092 / 2093 / 2094 / 2095 / 2096 / 2097 / 2098 / 2099 / 2100

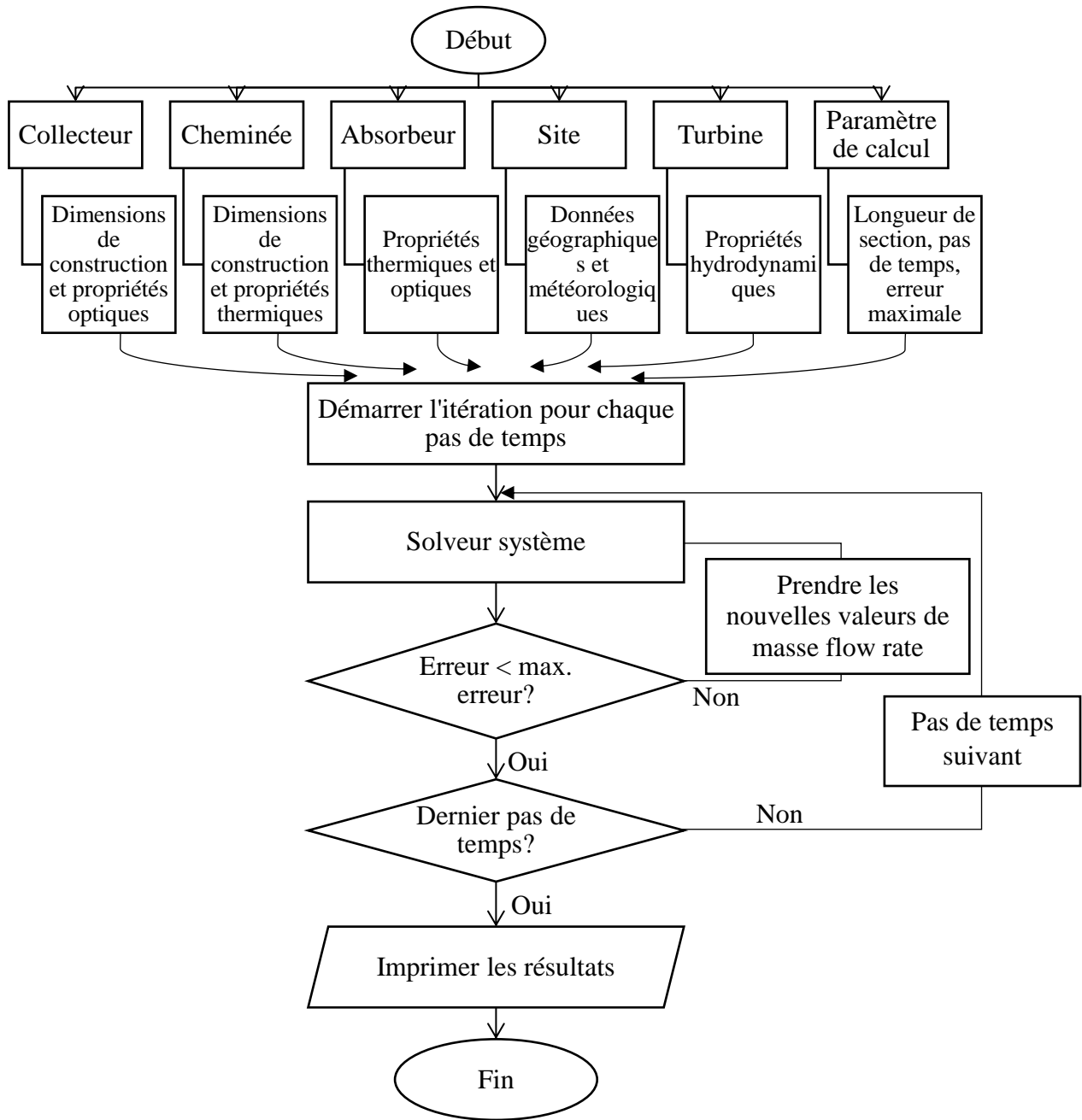


Figure IV.10. Organigramme de calcul du programme de résolution du modèle de Bernardes [118].

* / 2008 / 2009 / 2010 / 2011 / 2012 / 2013 / 2014 / 2015 / 2016 / 2017 / 2018 / 2019 / 2020 / 2021 / 2022 / 2023 / 2024 / 2025 / 2026 / 2027 / 2028 / 2029 / 2030 / 2031 / 2032 / 2033 / 2034 / 2035 / 2036 / 2037 / 2038 / 2039 / 2040 / 2041 / 2042 / 2043 / 2044 / 2045 / 2046 / 2047 / 2048 / 2049 / 2050 / 2051 / 2052 / 2053 / 2054 / 2055 / 2056 / 2057 / 2058 / 2059 / 2060 / 2061 / 2062 / 2063 / 2064 / 2065 / 2066 / 2067 / 2068 / 2069 / 2070 / 2071 / 2072 / 2073 / 2074 / 2075 / 2076 / 2077 / 2078 / 2079 / 2080 / 2081 / 2082 / 2083 / 2084 / 2085 / 2086 / 2087 / 2088 / 2089 / 2090 / 2091 / 2092 / 2093 / 2094 / 2095 / 2096 / 2097 / 2098 / 2099 / 2100

Chapitre V

Étude Expérimentale



Chapitre V. Étude Expérimentale

Actuellement plusieurs projets de fabrication de centrales à cheminée solaire à petites échelles sont expérimentés à travers le monde afin d'étudier, d'optimiser et d'améliorer le rendement de ces dernières dans le but de les rendre plus efficace et rentables.

Ce chapitre présente la conception, la réalisation et la mise en place d'un prototype de centrale à cheminée solaire à l'université Sulaymen Demirel, Isparta, Turquie au laboratoire YEKARUM (Figure V.1 et Tableau V.1). Une description détaillée du protocole expérimental à travers les phases de conception du prototype de la centrale à cheminée solaire, le suivi et les différents systèmes de stockage thermique installés est ainsi décrite.

Notons que le prototype vise à analyser les performances de la centrale à cheminée solaire en testant plusieurs systèmes de stockage thermique. Le dimensionnement du collecteur et de la cheminée est basé sur le modèle de conception de Schlaich [34].

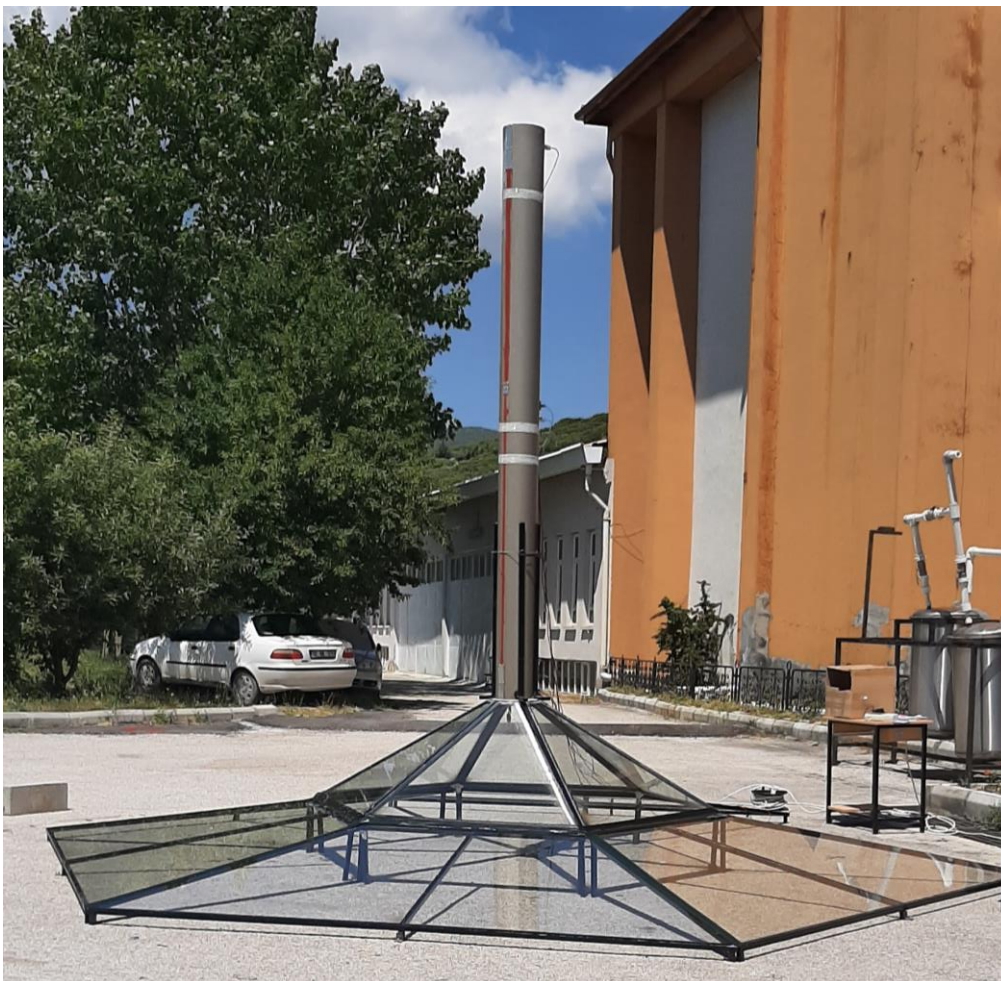


Figure V.1. Prototype de centrale à cheminée solaire installée à SDU Isparta-Turquie.

Tableau V.1. Dimensions principales et données techniques du prototype de cheminée solaire installé à SDU.

| | | |
|--|------|-------------------|
| Hauteur de la cheminée (tour) | 3,2 | [m] |
| Diamètre de la cheminée (tour) | 0,24 | [m] |
| Diamètre moyen du collecteur | 5,93 | [m] |
| Hauteur de l'entrée du collecteur | 0,05 | [m] |
| Hauteur de sortie du collecteur | 1 | [m] |
| Surface de collecteur recouvert de verre | 20 | [m ²] |
| Surface de collecteur recouvert de plastique | 6 | [m ²] |

V.1. Description du site et de la centrale

Isparta est située au centre de la Région des lacs (Göller Bolgesi) sur les hauts plateaux à une altitude de 1046 m de la chaîne du Taurus (Toros Dağları). Le climat d'Isparta est chaud, tempéré sec et clair en été donc un potentiel solaire important. Selon la classification de Köppen-Geiger, le climat est de type Csa (Climat Méditerranéen). Isparta affiche 11.9 °C de température moyenne sur toute l'année et les précipitations sont en moyenne de 537 mm [206]. Le tableau V.2 illustre les données climatiques du site d'Isparta.

Tableau V.2. Données climatiques pour le site d'Isparta.

| | |
|---|------|
| Latitude (°N) | 37.8 |
| Longitude (°E) | 30.6 |
| Élévation (m) | 1046 |
| DNI annuelle moyen (kWh/m ² /an) | 1781 |
| GHI annuelle moyen (kWh/m ² /an) | 1652 |
| Température ambiante (°C) | 12.5 |
| Vitesse du vent (m/s) | 1.7 |

V.2. Structure et composant

La structure d'installation et les composants du prototype de cheminée solaire, tels que le collecteur, le support métallique, la cheminée, le diffuseur et les systèmes de stockage thermiques, se présente comme suit :

V.2.1. Support métallique

Une plateforme octogonale construite de barres en acier inoxydable soudées transversalement entre elles et peintre en noir pour augmenter l'absorption du rayonnement solaire. Les caractéristiques du support en acier sont présentées sur le tableau V.3.

Tableau V.3. Propriétés physique du support métallique en acier inoxydable [207].

| Densité ρ [kg / m ³] | Résistivité électrique ρ [$\mu \Omega$ m] | Chaleur spécifique C_p [J / kg K] | Conductivité thermique λ [W / m K] |
|--|--|--|---|
| 7 900 | 0.73 | 500 | 15 |

Au début on a opté pour une structure métallique avec un diamètre de 240 m et d'une hauteur de 1 m (Figure V.2). Après un calcul, on a trouvé que la surface du support n'était pas suffisante pour la collecte de la chaleur, donc on a augmenté la surface de ce dernier en gardant toujours la forme octogonale et le nouveau diamètre est 5,93 m avec 1 m de hauteur et une hauteur d'entrée de l'air de 0,05 m (Figure V.3 et Figure V.4).

**Figure V.2.** Support métallique avant augmentation de la surface.**Figure V.3.** Support métallique et le collecteur en verre après augmentation de la surface.

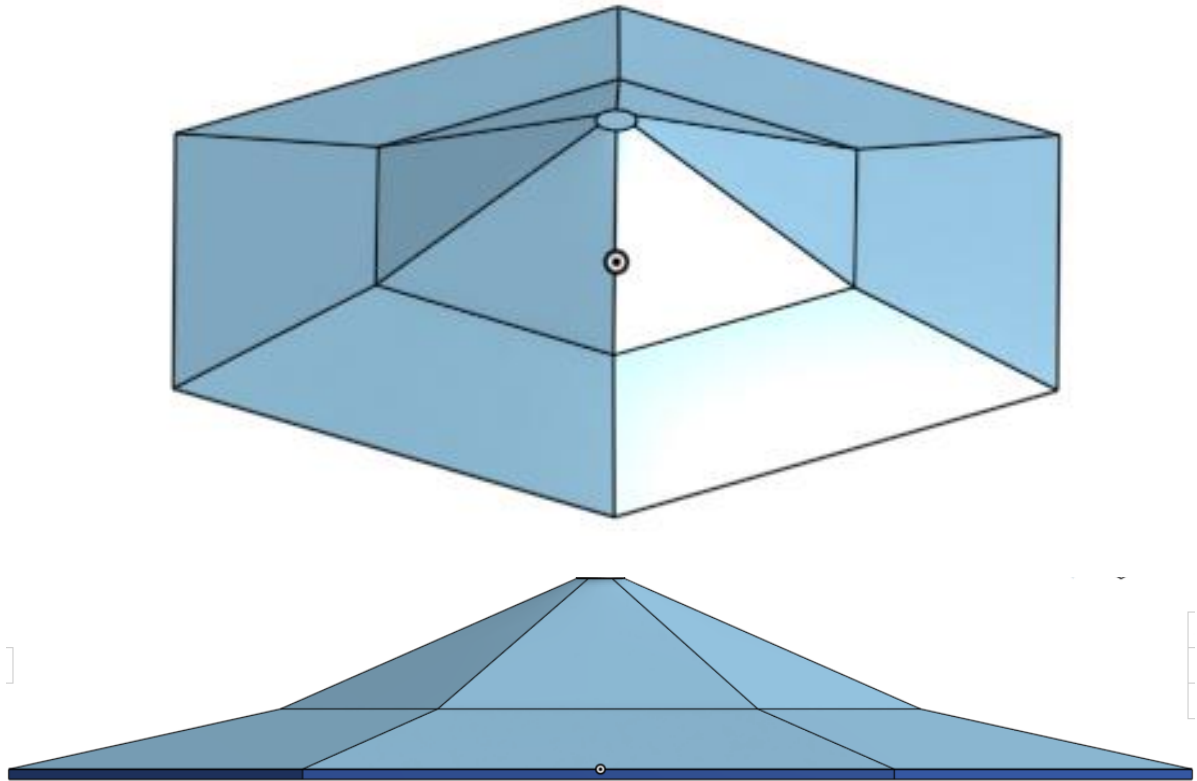


Figure V.4. Support de la cheminée et le collecteur en verre.

V.2.2. Collecteur

Le collecteur a la même forme que le support métallique (octogone) de 5,93 m de diamètre et d'une superficie de 26 m², il est composé de :

1. $\frac{5}{6}$ de la surface a une couverture en verre ordinaire (Voir figure V.5) de 4 mm d'épaisseur ($\lambda = 1 \text{ W/m K}$ et le coefficient de transmission thermique $U = 5,8 \text{ W/m}^2 \text{ K}$). Ce matériau est choisi pour ses bonnes qualités physiques et le faible coût.
2. $\frac{1}{6}$ de la surface (Figure V.5) est mobile afin d'installer les différents instruments de mesures facilement et intégrer les systèmes de stockage thermique. Cette partie est couverte avec du plastique dont la conductivité thermique est $\lambda = 0,25 \text{ W/m K}$.
3. Isolation thermique, avec un chatterton noir mat (Ruban de toile isolant et très adhésif) afin de limiter les pertes thermiques et le couleur noir pour absorber le maximum de rayonnement solaire global afin de restituer en forme de chaleur, qui est responsable du chauffage de l'air.



Figure V.7. Cheminée (Tour).

V.2.4. Diffuseur

Nous avons étudié l'impact de la mise en place d'un diffuseur au niveau de la jonction collecteur-cheminée. Pour cela, nous avons installé deux configurations.

Dans la première configuration on a opté pour un prototype de cheminée solaire sans diffuseur, en utilisant le sol (Asphaltes) comme seul moyen de stockage thermique (Figure V.8). Dans la deuxième configuration le diffuseur est placé au niveau de la jonction entre la sortie du collecteur et l'entrée de la cheminée. Le diffuseur a une forme conique dont le diamètre est 0,5 m et la hauteur est 0,75 m (Figure V.9).

On a trouvé que le prototype avec diffuseur génère des vitesses supérieures à celles obtenues dans l'installation sans diffuseur et le diffuseur a éliminé l'écoulement turbulent l'intérieur du collecteur. On a ainsi laissé le diffuseur dans toutes les essais.



Figure V.8. Prototype de cheminée solaire sans diffuseur.

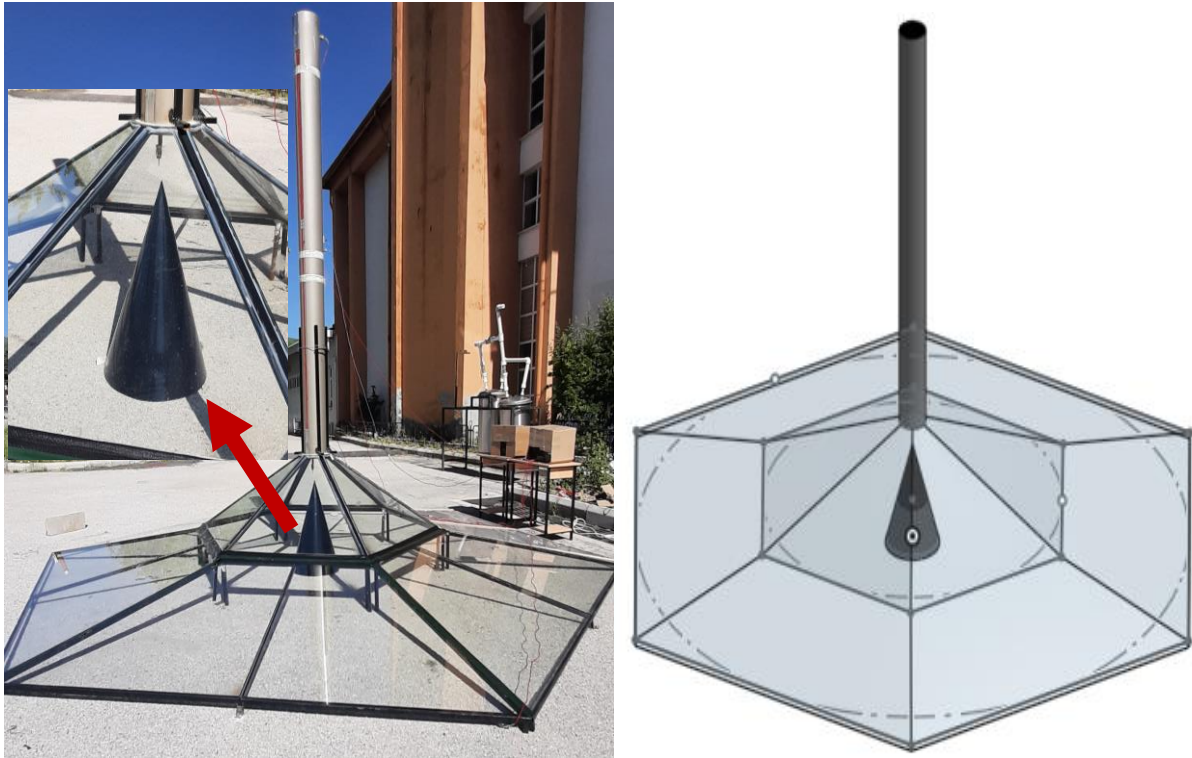


Figure V.9. Prototype de cheminée solaire avec diffuseur.

V.2.5. Système de stockage thermique

Le stockage par chaleur sensible a fait ses preuves depuis des milliers d'années. La technologie de stockage thermique sensible a atteint une maturité, qui la rend prête à être exploitée pour une utilisation efficace des énergies renouvelables.

Sur cette base, nous avons installé plusieurs systèmes de stockage thermique, le tableau V.4 présente les propriétés thermo physiques des matériaux utilisés comme système de stockage thermique sensible.

Tableau V.4. Propriétés thermo physique des matériaux utilisés comme système de stockage thermique [208, 209].

| Matériaux | Densité ρ [kg / m ³] | Chaleur spécifique C_p [J / kg K] | Conductivité thermique λ [W / m K] |
|-----------------|--|--|---|
| Sol (Asphaltes) | 2000 | 1000 | 1,15 |
| Sable | 1800 | 835 | 1,13 |
| Eau | 1000 | 4190 | 0,6 |
| Tube PVC | 1400 | 1050 | 0,17 |
| Gravier | 1700 | 800 | 0,4 |
| Granit | 1900 | 790 | 1,73 |
| Brique rouge | 2200 | 840 | 0,84 |

V.2.5.1. Sol (Asphaltes)

La première installation illustre un prototype de cheminée solaire classique en utilisant le sol (Asphaltes) comme seul moyen de stockage thermique (Figure V.10).



Figure V.10. Cheminée solaire avec sol (Asphaltes) comme système de stockage thermique.

V.2.5.2. Sable

La figure V.11 illustre la deuxième installation (prototype de cheminée solaire classique) où le sable est utilisé comme système de stockage thermique avec une épaisseur de 0,02 m.



Figure V.11. Cheminée solaire avec sable comme système de stockage thermique.

V.2.5.3. Sable + Eau

La figure V.12 représente le prototype de cheminée solaire dont le système de stockage thermique est composé du sable avec une épaisseur de 0,05 m et d'un tuyau PVC rempli d'eau de longueur de 6 m. Le sable couvre toute la surface en dessous du collecteur et le tuyau est déposé en spirale tout en tour du diffuseur.



Figure V.12. Cheminée solaire avec sable + tuyau rempli d'eau comme système de stockage thermique.

V.2.5.4. Gravier concassé

La figure V.13 montre la 3^{ème} installation dont le système de stockage thermique est le gravier concassé. Ce matériau couvre toute la surface en dessous du collecteur et il a une épaisseur de 0,02 ~ 0,04 m.



Figure V.13. Cheminée solaire avec gravier comme système de stockage thermique.

V.2.5.5. Granit

Deux pierres de granit ont été déposées à l'intérieur et à l'extérieur du collecteur afin de mesurer leurs évolutions de température le long de la journée (Figure V.14).

V.2.5.6. Brique rouge

Le même principe du matériau précédent (Granit) a été utilisé pour une brique rouge dont les dimensions sont $0,20 \times 0,13 \times 0,07$ m (Figure V.14).



Figure V.14. Pierre en granit et brique rouge déposé à l'intérieur et à l'extérieur du collecteur.

V.3. Instrument de mesures utilisées dans l'expérience

Les mesures nécessaires à notre étude étaient l'irradiance solaire globale, les températures à différents endroits du prototype (Entrée et sortie collecteur, entrée et sortie cheminée, ...) et la vitesse de l'air aux mêmes endroits citées précédemment. Pour obtenir ces données, nous avons utilisé plusieurs instruments de mesures :

V.3.1. Pyranomètre

Pour mesurer l'irradiance solaire (directe et diffuse) on a utilisé un Pyranomètre. Avec cet instrument, il est possible de mesurer non seulement le rayonnement global, mais aussi le rayonnement solaire réfléchi (Albédo) et le rayonnement diffus (Figure V.15).

Le Pyranomètre utiliser a une sortie analogique délivre un signal proportionnel en μV . Ce signal est proportionnel à la puissance du rayonnement solaire global.



Figure V.15. Pyranomètre utilisé dans l'expérimentation.

V.3.2. Thermocouple

Le thermocouple est utilisé pour la mesure des températures à différents endroits du prototype de cheminée solaire (Figure V.16). Ils permettent la mesure dans une grande gamme de températures. La principale limite est la précision obtenue. Il est relativement difficile d'obtenir des mesures avec une incertitude inférieure à $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$.

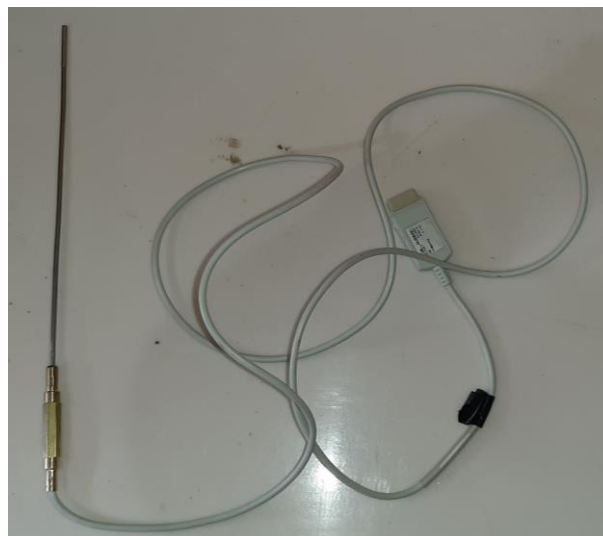


Figure V.16. Thermocouple utilisé dans l'expérimentation.

V.3.3. Anémomètre à fil chaud

Pour la mesure de la vitesse de l'air à l'intérieur du collecteur et de la cheminée et à l'extérieur (vitesse ambiante) il était nécessaire d'avoir un instrument de mesure ayant la meilleure précision possible, le choix se porta alors sur un anémomètre à fil chaud permettant de faire des mesures au dixième de mètre par seconde (Possibilité de mesurer de faibles flux d'air) (Figure V.17).

L'élément de mesure est chauffé en permanence et à l'aide d'un circuit de régulation on maintient la température de l'élément, lequel est refroidi par le flux d'air. Le courant de régulation est proportionnel à la vitesse de l'écoulement

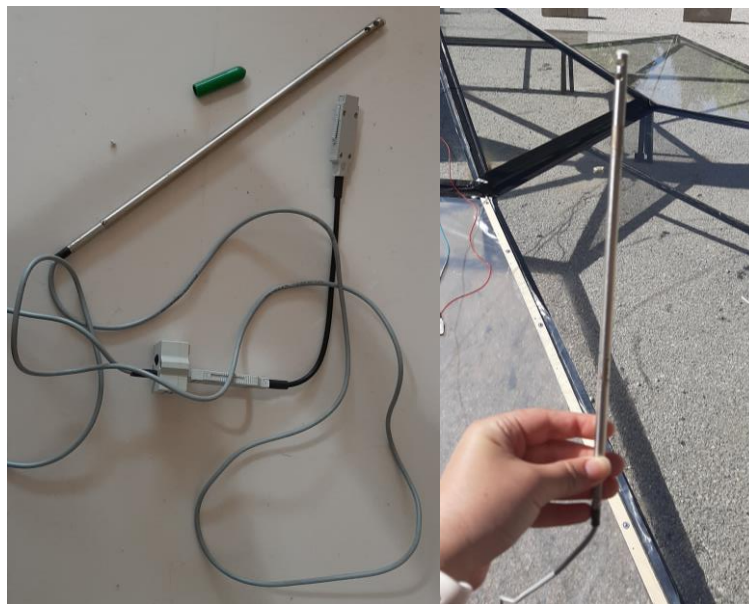


Figure V.17. Anémomètre utilisé dans l'expérimentation.

V.3.4. Enregistreur de donnée

Un enregistreur de données à piles et à charge Almemo 2590-9 a permis de surveiller les valeurs mesurées réelles (instantanées) sur l'afficheur de l'appareil ou de travailler avec des données historiques dans vision (Figure V.18). L'enregistreur de données ALMEMO 2590-9 dispose de 9 entrées de mesure isolées électriquement et qui sont adaptées à tous les types de capteurs. L'appareil comprend un écran graphique LCD, une molette et un clavier à touches programmables avec bloc de curseur. Les menus utilisateurs peuvent être configurés pour adapter l'affichage à n'importe quelle application. La fonction d'enregistrement de données est assurée par une horloge temps réel et une mémoire EEPROM de 512 Ko pour environ 100 000 valeurs mesurées.

On a utilisé 2 enregistreurs de données (un pour les températures et les irradiations et l'autre pour les vitesses de l'air).

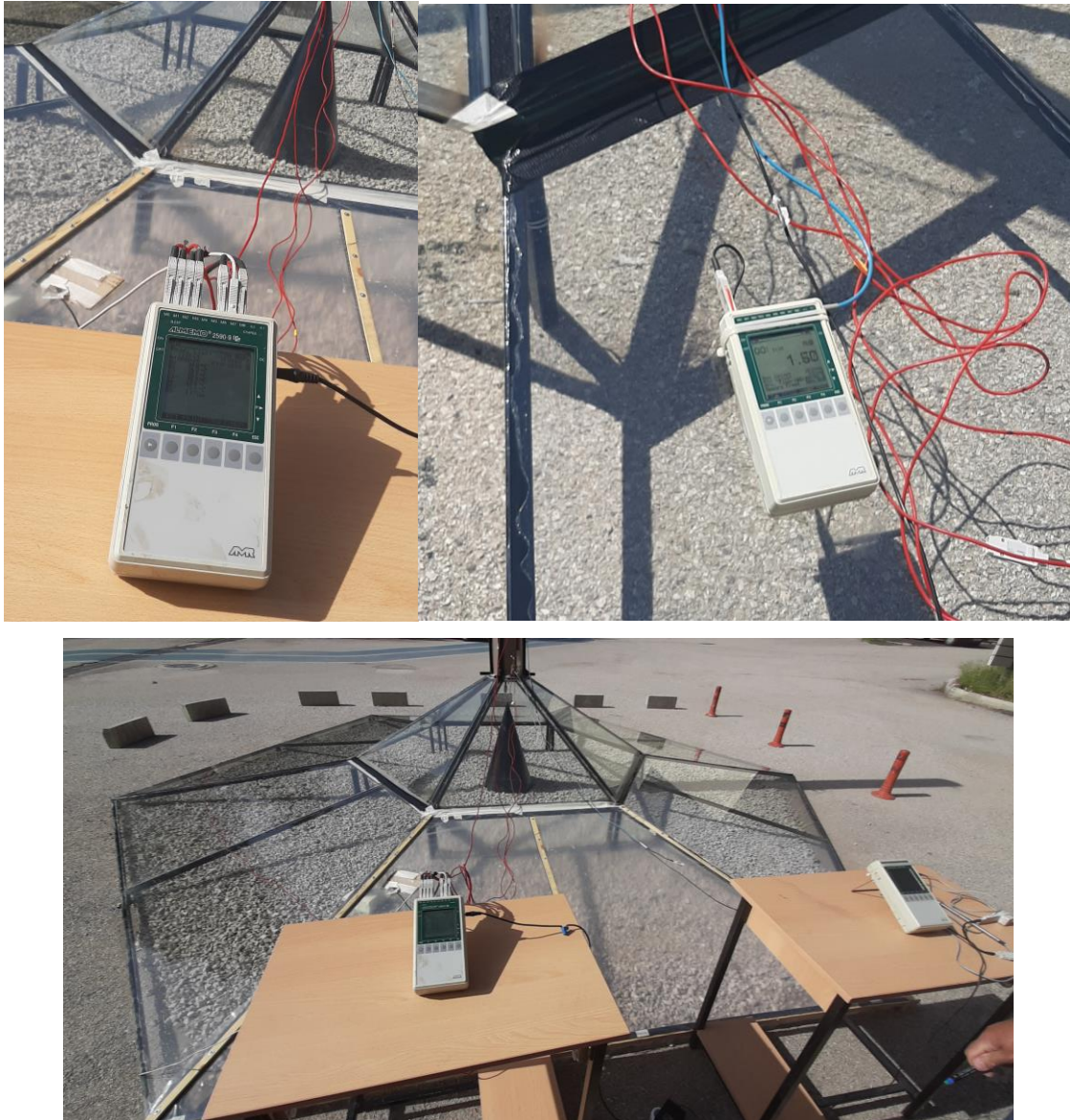
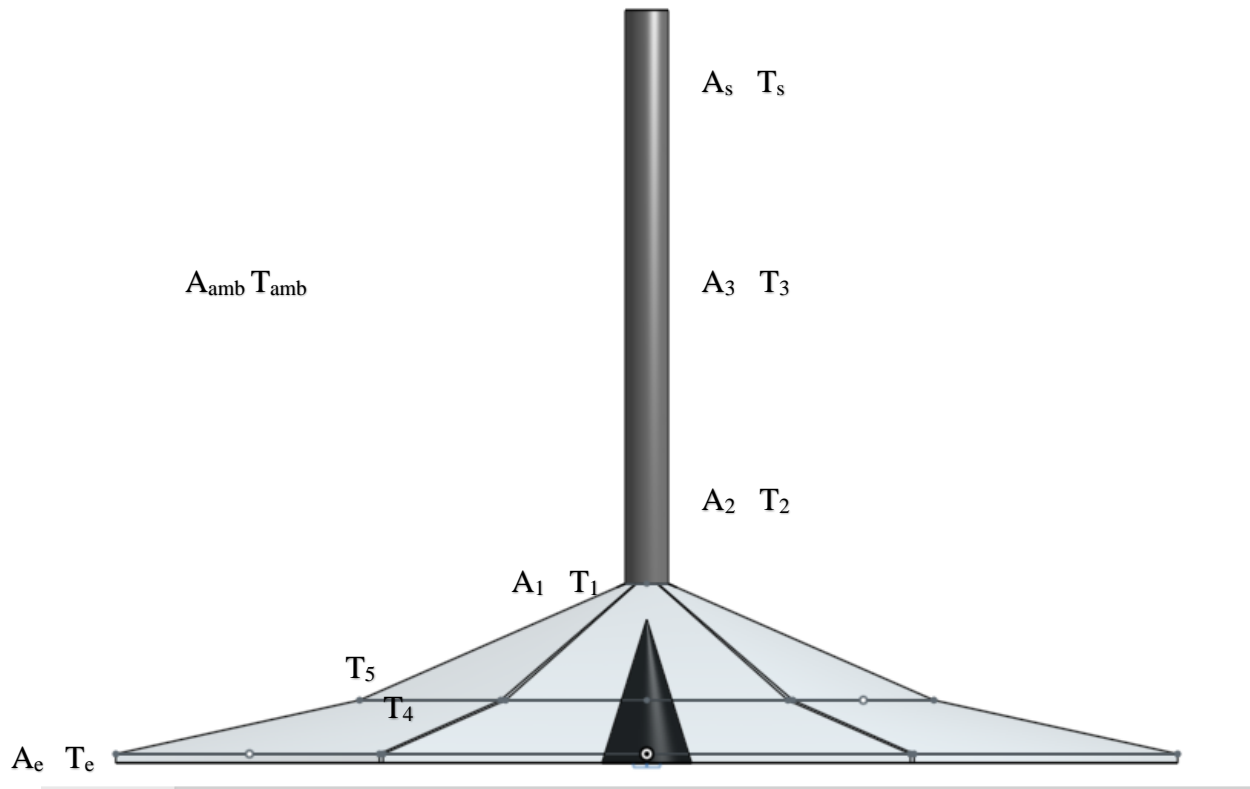


Figure V.18. Enregistreur de données utilisée dans l'expérimentation.

V.4. Positionnement des instruments de mesure

L'implantation des thermocouples et des anémomètres étaient à différents endroits du prototype. Les capteurs furent positionnés à des endroits bien déterminés dans le collecteur et la cheminée comme dans la figure V.19.



A : Anémomètre (m/s) T : Thermocouple (°C)

Figure V.19. Emplacement des thermocouples et des anémomètres dans le prototype.

- $A_{amb} T_{amb}$: Point de mesure de vitesse et de température de l'air ambiant.
- $A_e T_e$: Point de mesure de vitesse et de température de l'air à l'entrée du collecteur.
- $A_1 T_1$: Point de mesure de vitesse et de température de l'air à la sortie du collecteur entrée de la cheminée.
- $A_2 T_2$: Point de mesure de vitesse et de température de l'air à l'intérieur de la cheminée à une distance de 0,15 m de la base de la cheminée.
- $A_3 T_3$: Point de mesure de vitesse et de température de l'air à l'intérieur de la cheminée à une distance de 1,5 m de la base de la cheminée.
- $A_s T_s$: Point de mesure de vitesse et de température de l'air à la sortie de la cheminée.
- T_4 : Température de la face interne du vitrage.
- T_5 : Température de la face externe du vitrage.

D'autres thermocouples ont été installés lors de l'expérimentations pour les mesures des températures en dessous et en dessus des systèmes de stockage thermique.

Chapitre VI

Résultats et Discussions



Chapitre VI. Résultats et Discussions

VI.1. Centrales solaires thermiques à haute température

Rappelons que dans le domaine des hautes températures, notre étude se focalise sur la centrale solaire de Hassi R'mel SPPI. La configuration actuelle du SPPI est constituée d'une partie solaire matérialisée par des capteurs cylindro- paraboliques de 25 MW hybridé avec des turbines à gaz à cycle combiné de 130 MW. A cet effet, une analyse technico-économique de la partie solaire du SPPI est effectuée. Un processus d'optimisation multi-objectifs a été mené pour déterminer les conditions les plus favorables, les paramètres les plus appropriés et la configuration de conception optimale de la centrale solaire pour une meilleure production d'énergie à l'avenir. Nous avons optimisé le multiple solaire SM, la fraction de remplissage fossile FFF du système hybride et le système de stockage thermique FLH pour un coût minimum d'électricité (LCOE) avec production d'énergie maximale.

VI.1.1. Validation

Pour valider les résultats issus de cette étude, les résultats de l'exploitation du premier modèle M_1 ont été comparés à la centrale SEGS VI. Cette centrale a été construite en 1988 par Luz International Limited dans le désert de Mojave [210, 211] (Californie du Sud). Les résultats obtenus en utilisant le modèle M_2 (Cf. Chapitre IV) ont été comparés avec la centrale SPPI, comme le montre la Figure VI.1. Le tableau VI.1 illustre les résultats de ces comparaisons.

Tableau VI.1. Comparaison entre les données expérimentales et les résultats théoriques.

| Nom de l'indicateur | SEGS VI [210, 211] | M_1 | SPPI [212] | M_2 |
|--|-----------------------|--------|---------------|--------|
| Capacité de la centrale électrique [MW] | 30 | 25 | 25 | 25 |
| Type de collecteur | LS-2 | LS-3 | LS-3 | LS-3 |
| Surface du champ solaire [m ²] | 188 000 | 180000 | 183860 | 180000 |
| DNI [kWh/m ² /an] | 2891 | 2800 | 2828 | 2800 |
| Production annuelle d'énergie [GWh/an] | 89,4 | 70,45 | 120,54 | 96,37 |
| Facteur de capacité [%] | 34 | 35,7 | 60,1 | 48,9 |
| LCOE [€/kWh] | 15 | 8,14 | 0,10 | 6,07 |

La figure VI.1 représente la puissance produite par le champ solaire et la puissance générée par le système auxiliaire (système hybride) pour les résultats expérimentaux et théoriques. Le BS fonctionne pour les deux systèmes lorsqu'il n'y a pas de soleil et maintient une production stable. Le tableau VI.1 montre une correspondance remarquable entre les résultats de l'étude théorique et les résultats expérimentaux.

Notons qu'il existe un excellent accord entre ces résultats, ce qui valide nos modèles et confirme notre méthodologie.

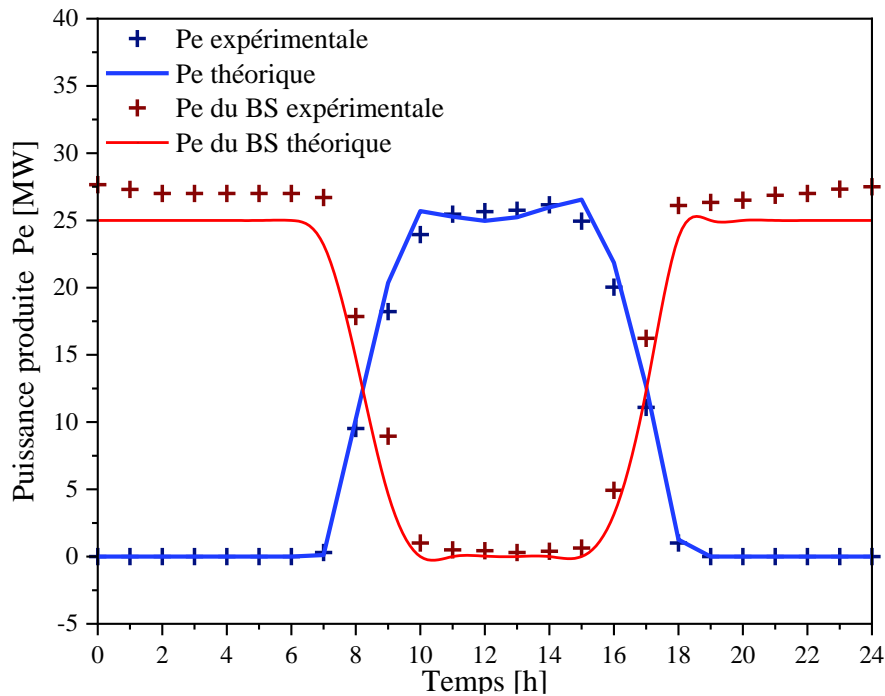


Figure VI.1. Comparaison entre les puissances mesurées et calculées pour la centrale SPPI.

VI.1.2. Résultats et Discussion

Dans les modèles suivants, C_F , LCOE et les puissances de sortie ont été examinés pour les données d'entrée de la centrale SPPI. Tous les modèles ont été optimisés en variant le SM, le taux de FFF pour le système hybride BS, et les heures de stockage FLH de TES. L'analyse numérique était basée sur la centrale électrique SPPI avec une durée de vie de 30 ans, comme estimé dans plusieurs autres études de recherche [201, 213]. Les facteurs utilisés dans les prévisions financières comprennent l'inflation suppose à un taux annuel de 4,6%.

VI.1.2.1. Cas 1) Optimisation 1 (M_1) : Champ solaire seulement (sans système de stockage thermique et sans systèmes d'hybridation).

Le premier modèle a été créé pour limiter la taille du champ solaire, avec la chaleur la plus appropriée du fluide de transfert, avec le condenseur le plus adéquat. Les fluides de transfert/stockage généralement utilisés dans les centrales solaires sont : Therminol VP₁, Hitec solaire Salt, Caloria HT 43 et Hitec XL. Dans une étude précédente [201, 213, 214], Therminol VP₁, et Hitec solar salt se sont révélés être les fluides caloporteurs ou fluides de stockages les plus efficaces grâce à leurs bonnes propriétés de stockage thermique (Figure VI.2).

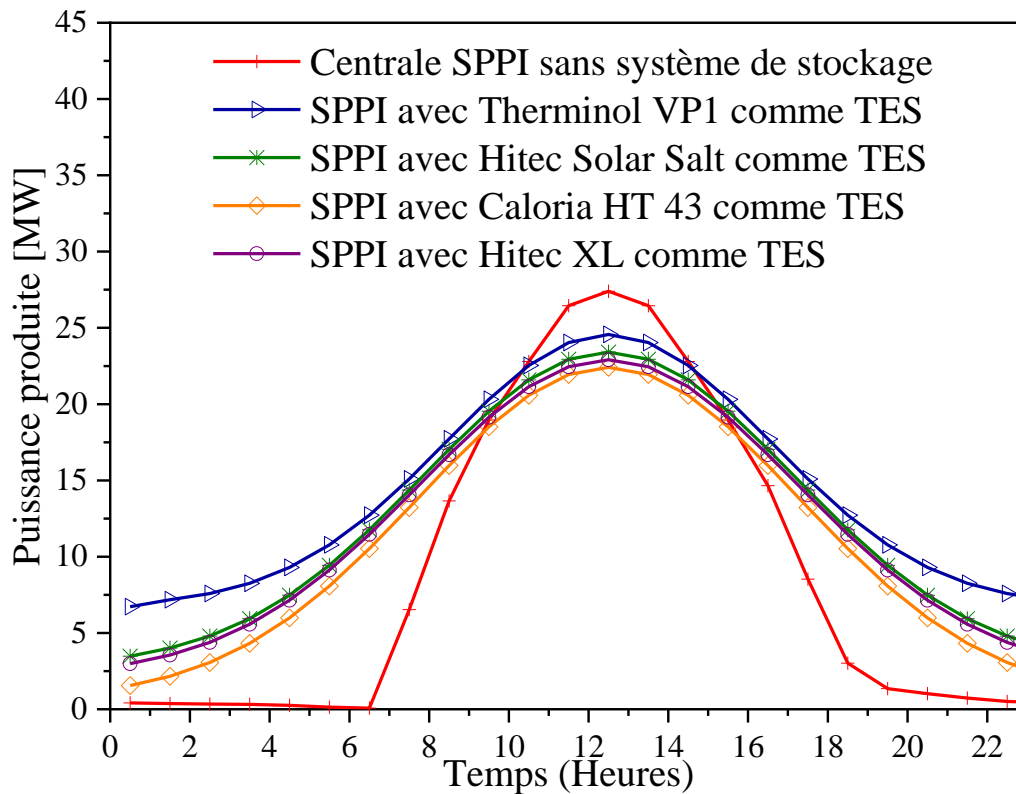


Figure VI.2. Puissance de la centrale SPPI en utilisant plusieurs systèmes de TES.

Du lever jusqu'au coucher du soleil, la puissance électrique produite par le champ solaire change, selon la variation de l'intensité solaire du rayonnement. La figure VI.2 montre que la puissance produite d'électricité est directement proportionnelle à l'énergie totale incidente qui exprime le DNI. Le fluide caloporteur le plus efficace est le Therminol VP₁, les autres fluides caloporteurs sont aussi performants grâce à leurs propriétés d'absorption et de restitution de la chaleur.

Deux configurations ont été envisagées, le tableau VI.2 présente les types de HTF et de condenseurs utilisés dans le premier modèle. Le tableau VI.3 illustre les caractéristiques et propriétés des fluides à optimiser. Le tableau VI.4 répertorie les principaux composants et configurations utilisés lors de la simulation.

Tableau VI.2. Types de fluides caloporteurs et condenseurs utilisés.

| Type de fluide caloporteur HTF | Type de condenseur C |
|--|--|
| HTF₁ : Therminol VP ₁ comme HTF | C₁ : Refroidissement par évaporation |
| HTF₂ : Hitec Solar Salt comme HTF | C₂ : Refroidissement par air sec |

Tableau VI.3. Caractéristiques des fluides caloporteurs / fluides de stockage [200].

| Nom | Type | Ture de fonctionnement optimale minimale °C | Ture de fonctionnement optimale maximale °C | Point de congélation °C |
|---------------------------------|---|---|---|----------------------------------|
| Sel solaire Hitec | Sel de nitrate | 238 | 593 | 238 |
| Therminol VP₁ | Le mélange d'oxyde de biphényle et de diphényle | 12 | 400 | 12 (point de cristallisation) |

Tableau VI.4. Principaux composants et configurations utilisés.

| | | |
|------------------------|--------------------------------------|--------------------------------|
| Washing mirrors | Consommation d'eau par lavage | Nombre de lavage par an |
| | 0,5 L/m ³ | 63 |
| Collecteur | Luz LS-3 | |
| Recepteur | Schott PTR70 | |

Les figures VI.3 et VI.4 représentent l'influence du multiple solaire SM sur l'énergie annuelle E_n et LCOE en utilisant le premier modèle M_1 . Le système fonctionne uniquement avec le champ solaire, sans stockage et sans système de remplissage BS, et pour plusieurs technologies et plusieurs scénarios. La figure VI.5 décrit le DNI et la puissance de sortie annuelle moyenne du modèle M_1 .

La figure VI.3 montre que le LCOE diminue avec l'augmentation de SM jusqu'à la valeur optimale ou l'électricité nette générée est supérieure au coût du cycle de vie. Au-delà de cette valeur, le LCOE augmente en raison des coûts élevés d'investissement et de maintenance du grand champ solaire de la centrale. De plus, le refroidissement par voie humide (évaporation) est la meilleure solution par rapport au refroidissement à air sec pour toutes les installations.

Pour la production d'énergie annuelle par rapport au SM, la figure VI.4 montre qu'avec l'augmentation du SM, l'énergie annuelle augmente en raison de la vaste section du collecteur (solaire champ). Notons que le condenseur de refroidissement par voie humide est toujours plus approprié que le refroidissement sec, et le meilleur HTF est Therminol VP₁. Ainsi, le couple HTF₁-C₁ permet une meilleure production d'énergie à faible coût de LCOE. Dans les autres modèles, les simulations ont été réalisées avec les résultats obtenus à partir de l'optimisation du M_1 modèle.

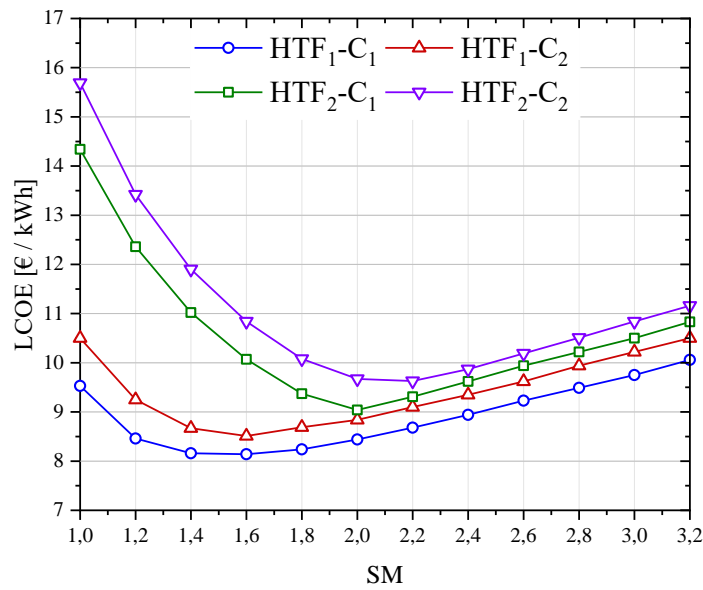


Figure VI.3. Influence du SM sur le LCOE en utilisant le modèle M₁.

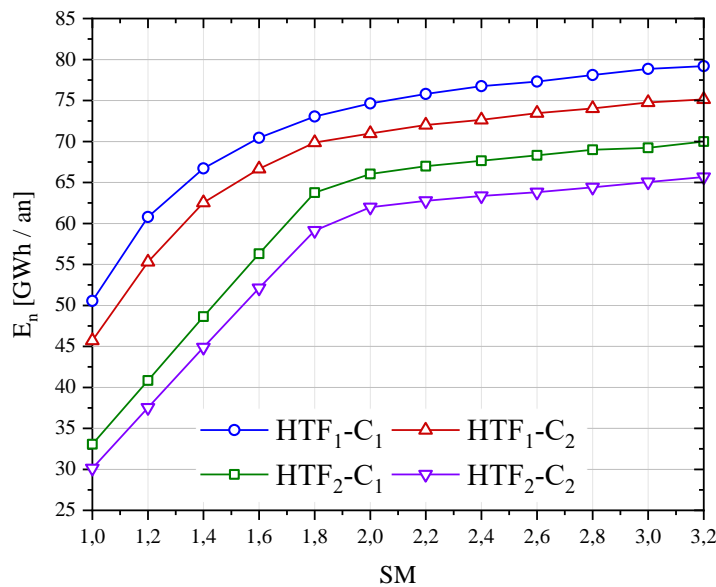


Figure VI.4. Influence de SM sur En en utilisant le modèle M₁.

La figure VI.5 représente le DNI et la puissance de sortie annuelle moyenne en utilisant le modèle M₁. La figure montre que la puissance électrique produite est essentiellement comprise entre 6 et 19 heures, ce qui correspond à la période d'ensoleillement. La puissance de sortie maximale est pratiquement constante (25 MWe) et correspond à un DNI de 800 W/m². Cette puissance est atteinte entre 10 h et 15 heures. On remarque aussi que les 2 courbes ont la même allure, ce qui explique que la puissance produite dépend du DNI.

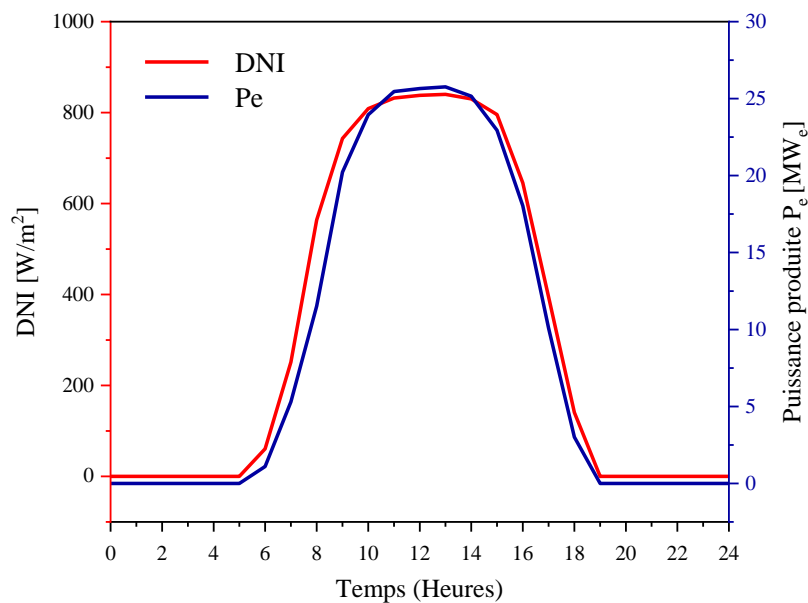


Figure VI.5. DNI et Puissance de sortie annuelle moyenne en utilisant le modèle M_1 .

Dans les autres modèles, toutes les simulations ont été réalisées avec les résultats obtenus à partir de l'optimisation du M_1 modèle.

VI.1.2.2. Cas 2) Optimisation 2 (M_2) : Intégration d'un système de remplissage, hybridation (sans système de stockage thermique).

Dans le second modèle, nous avons utilisé le couple HTF₁-C₁ comme donnée d'entrée dans ce modèle afin de maximiser la production. Le modèle est présenté pour déterminer l'effet du système de remplissage fossile sur les performances et déduire ainsi la valeur de FFF optimale. Le modèle comprend un système de remplissage (hybride du système) pour différentes valeurs de FFF dans la gamme de 0,1 à 0,8.

La figure VI.6 montre l'influence de BS en utilisant plusieurs valeurs de FFF sur la puissance produite. On remarque que les évolutions du facteur de capacité, C_F , et de l'énergie annuelle produite, E_n , sont pratiquement linéaires. LCOE diminue pour prendre une valeur optimale. Au-delà de cette valeur, LCOE augmente légèrement et se stabilise pour prendre la valeur de la vente du kWh non renouvelables (électricité produite par une centrale conventionnelle). La combinaison du BS augmente l'énergie annuelle de 11,2% environ.

La figure VI.7 représente la moyenne annuelle de la puissance produite en fonction du temps de la journée en utilisant le M_2 modèle.

L'énergie solaire délivrée par le second modèle est la même que par le premier modèle, sauf que le système de remplissage stabilise la puissance de sortie à 25 MW. Lorsqu'il n'y a pas de rayonnement solaire, le BS commence à fonctionner pour assurer la production d'énergie.

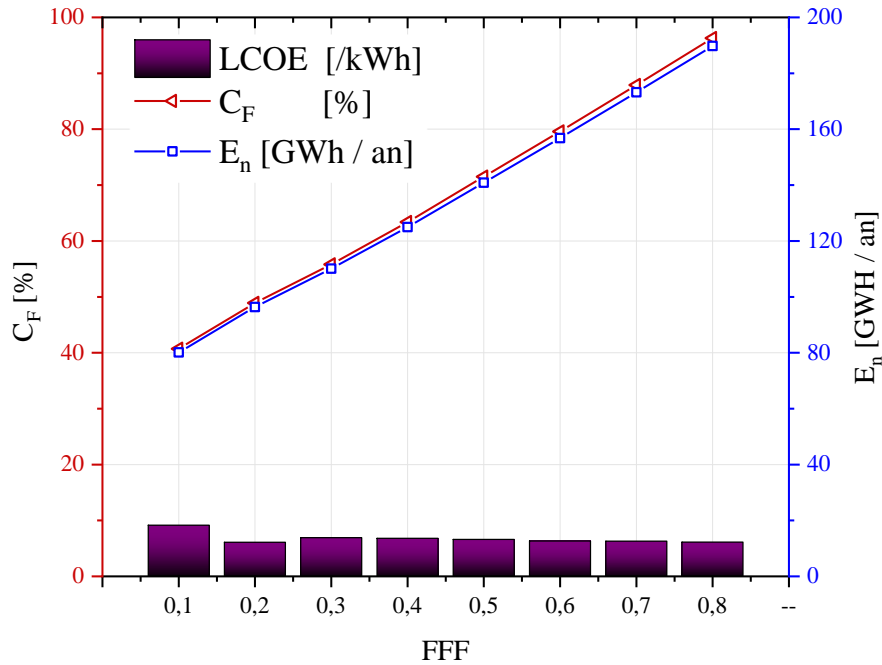


Figure VI.6. Influence de FFF sur C_F , E_n et LCOE en utilisant le modèle M_2 .

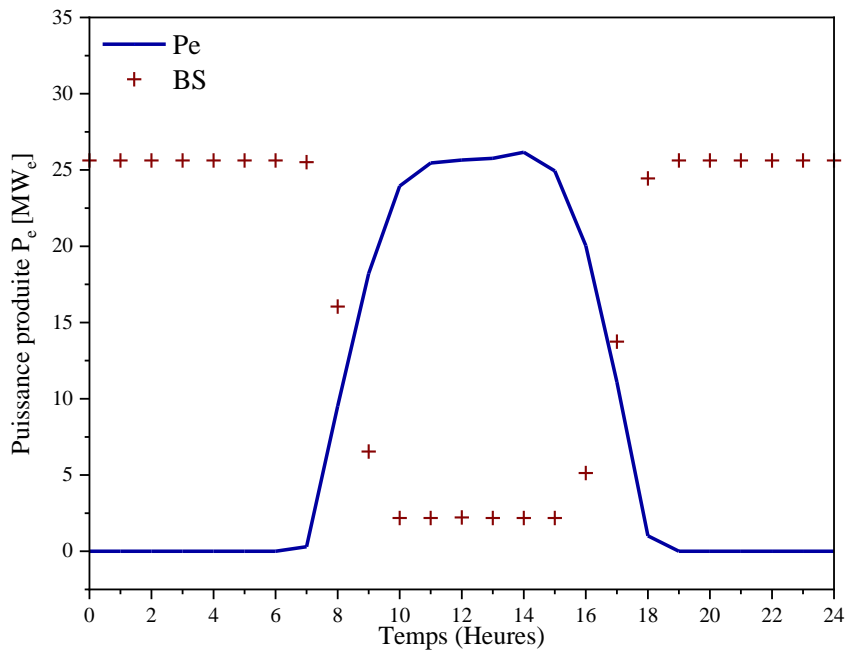


Figure VI.7. Puissance de sortie annuelle moyenne en utilisant le modèle M_2 .

VI.1.2.3. Cas 3) Optimisation 3 (M₃) : Intégration d'un système de stockage thermique (sans système hybride).

En utilisant les mêmes paramètres et configurations issus du premier modèle, ce modèle offre une optimisation des heures du système de stockage thermique FLH en fonction des LCOE, E_n et C_F. Le tableau VI.5 présente les paramètres de stockage de la simulation.

Tableau VI.5. Paramètres du système de stockage.

| Fluides de stockage | Therminol VP ₁ | | Sel solaire Hitec | |
|---------------------|---------------------------|-----------------------|-------------------------|-------------------|
| | 2 Réservoirs | Capacité de chauffage | Efficacité du chauffage | parallèles paires |
| 25 MW _e | | 0,98 | 1 | 12 m |

Les figures VI.8, VI.9, VI.10 représentent respectivement l'évolution des LCOE, E_n et C_F en fonction du FLH pour deux types de HTF (Tableau VI.5). La figure VI.11 présente l'évolution de la moyenne annuelle de la puissance produite en fonction du temps en utilisant le M₃ modèle.

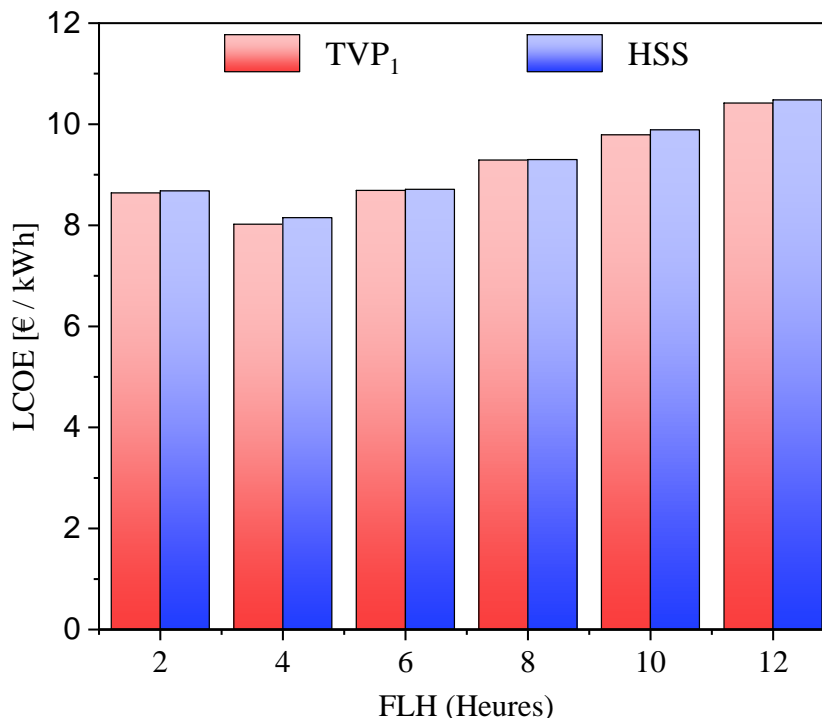


Figure VI.8. Influence de FLH sur LCOE en utilisant le modèle M₃.

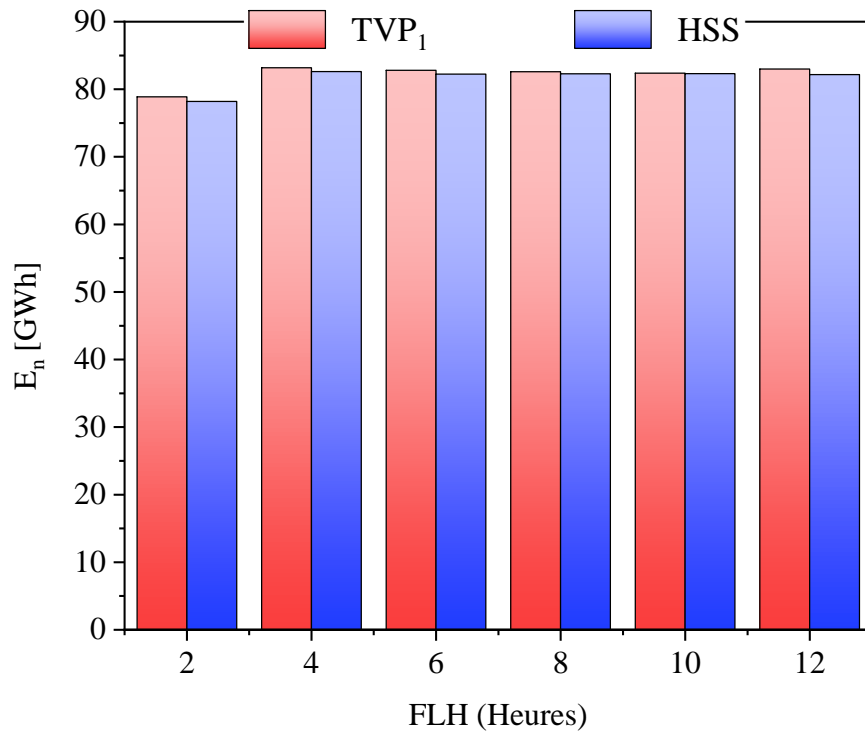


Figure VI.9. Influence de FLH sur E_n en utilisant le modèle M₃.

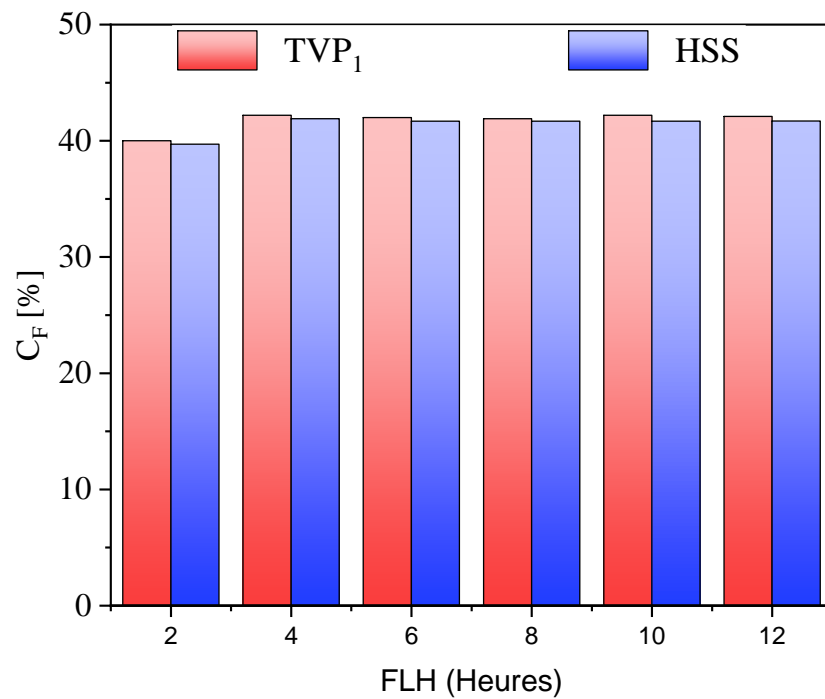


Figure VI.10. Influence de FLH sur C_F en utilisant le modèle M₃.

La figure VI.8 représente l'influence de FLH sur le LCOE. On peut noter que LCOE diminue avec l'augmentation de FLH jusqu'à une valeur optimale. La période de stockage optimale du FLH est obtenue pour une durée de 4h. Au-delà de cette valeur, LCOE augmente. A propos de l'influence du HTF sur LCOE, nous pouvons constater que Therminol VP₁ est légèrement moins couteux que Hitec Solar Salt.

Les figures VI.9 et VI.10 représentent l'influence du FLH sur la production annuelle d'énergie, E_n , et le facteur de capacité, C_F . Notons que malgré l'augmentation du FLH, les valeurs de, E_n , et C_F , sont pratiquement constantes au-delà de la valeur FLH = 4 heures. Ce qui indique que la surface du champ solaire ne suffit pas de collecter, fournir et stocker de l'énergie.

De la Figure VI.11, on note que la production d'énergie continue après la disparition du GHI et c'est le système de stockage qui produit cette énergie. Les optimales des paramètres sont présentés dans le tableau VI.6.

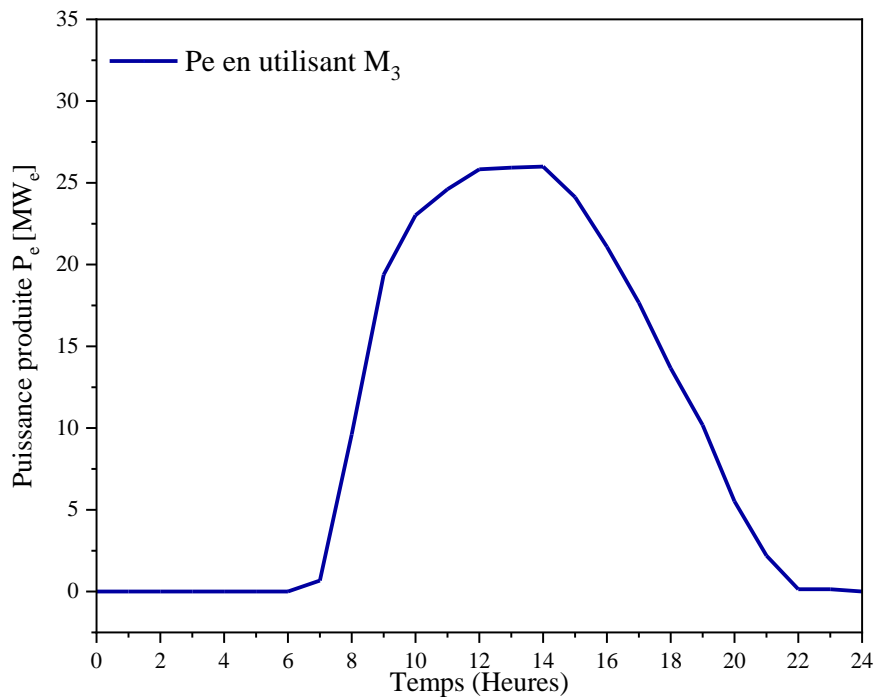


Figure VI.11. Puissance de sortie annuelle moyenne en utilisant le modèle M_3 .

VI.1.2.4. Cas 4) Optimisation 4 (M4) : champ solaire avec un système de remplissage (hybridation) et avec un système de stockage thermique.

Le dernier modèle est utilisé pour étudier l'intérêt des TES et BS sur la production d'énergie, C_F et LCOE. Les résultats optimaux des modèles, 1, 2 et 3, ont été utilisés comme paramètres d'entrée pour la simulation du modèle M4.

Le tableau VI.6 présente les données d'entrée de la simulation du M4. Le tableau VI.7 illustre les résultats trouvés en utilisant le modèle M4. La Figure VI.12 présente la moyenne annuelle de la puissance de sortie de M4.

Les résultats montrent que la puissance annuelle produite et le facteur de capacité sont plus remarquable pour ce modèle que les autres modèles, ce qui diminue le LCOE. La puissance générée est la même que celle de M3, sauf que le système de remplissage stabilise la puissance de sortie à 25 MW.

Tableau VI.6. Résultats optimaux obtenus en utilisant le M4 modèle .

| | | |
|--------------|-------------------|---------------|
| Contribution | $SM_{opt} = 1,6$ | $HTF_1 - C_1$ |
| | $FFF_{opt} = 0,2$ | FLH = 4h |

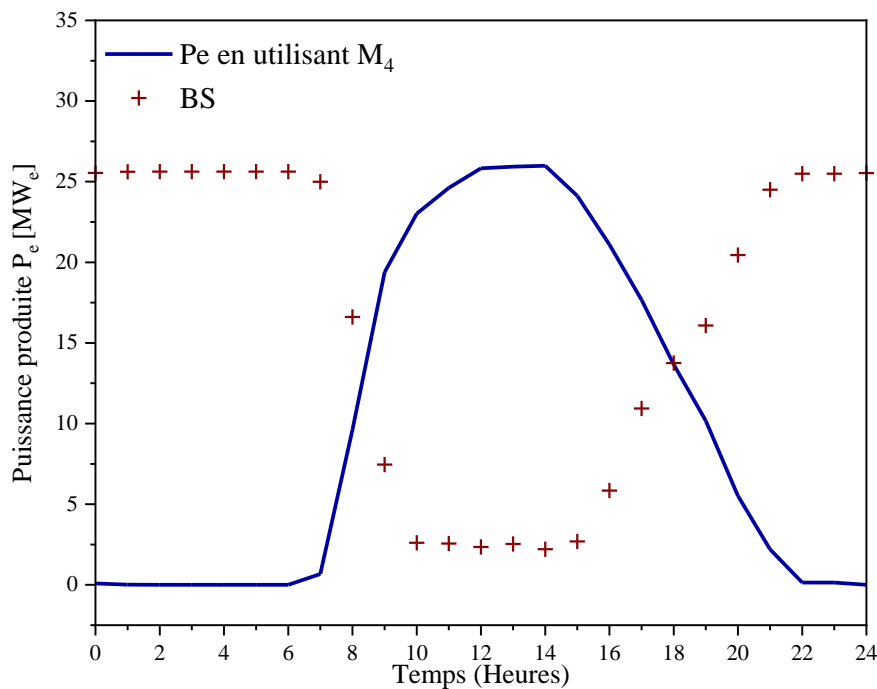


Figure VI.12. Puissance de sortie annuelle moyenne en utilisant le modèle M4.

Les résultats optimaux enregistrés pour tous les modèles sont résumés dans le tableau VI.7.

Tableau VI.7. Les meilleurs résultats enregistrés pour tous les modèles.

| Des modèles | M ₁ | M ₂ | M ₃ | M ₄ |
|-----------------------------|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|
| SM _{opt} | 1,6 | 1,6 | 1,6 | 1,6 |
| HTF _{opt} | TVP ₁ | TVP ₁ | TVP ₁ | TVP ₁ |
| Type de condenseur | Refroidissement par évaporation | Refroidissement par évaporation | Refroidissement par évaporation | Refroidissement par évaporation |
| FFF _{opt} | - | 0,2 | - | 0,2 |
| FLH _{opt} [Heures] | - | - | 4 | 4 |
| C _F [%] | 36,1 | 47,3 | 41,8 | 60 |
| Énergie annuelle [GWh/an] | 71,15 | 92,3 | 82,46 | 118,26 |
| LCOE [€/kWh] | 8,06 | 5,97 | 8,16 | 5,83 |

VI.1.3. Étude de rentabilité d'une CCP

Sur la base des résultats de simulation présentés des LCOE, et en utilisant le dernier modèle M₄ nous avons comparé les résultats théoriques avec les centrales existantes en considérant le stockage thermique et le système de remplissage. Pour produire 25 MW d'électricité, le cout d'investissement total est de 889 millions de dollars et les couts annuels d'exploitation et de maintenance sont de 14,4 millions de dollars/an).

Le Tableau VI.8 présente la comparaison des LCOE.

Tableau VI.8. Comparaison de LCOE pour les modèles optimaux des centrales existantes.

| | LCOE [\$/kWh] | FLH [h] | C _F [%] |
|----------------------------------|---------------|---------|--------------------|
| Notre étude M₄ | 5,83 | 4 | 60 |
| Hernandez et al. [215] | 4,2 | 7,5 | 85,3 |
| Ming Liu et al. [216] | 3,9-5,7 | 7,5 | 40-53 |
| Nishith et al. [217] | 3,34 | - | 55 |

VI.2. Centrales solaires thermiques à basse température

Le travail présenté consiste à étudier l'influence des dimensions géométriques et des systèmes de stockage thermique sur les performances énergétiques d'une centrale à cheminée solaire, CCS. Cet aspect d'analyse permettra de déterminer la configuration qui donnera une amélioration du rendement et une maximisation de la production. De plus, une étude technico-économique a été présentée afin de voir la rentabilité de la CCS. Les analyses sont basées sur les modèles mathématiques que nous avons développés au chapitre III et IV.

VI.2.1. Validation

Afin de valider les résultats issus de la simulation numérique développée dans le cadre de cette étude, en utilisant les différents modèles mathématiques (Schlaich [38], Hammadi [119], Bernardes/Pretorius [118]) décrits au chapitre III, une comparaison a été faite entre l'étude numérique et les résultats expérimentaux du prototype de Manzanares, selon les conditions aux limites considérées, au cours de la journée du 2 Septembre 1982 enregistrée au niveau du site de Manzanares [38, 104]. Rappelons que pour le prototype de Manzanares, la cheminée a 194 m de hauteur et 10 m de diamètre, un collecteur de 244 m de diamètre et une couverture de collecteur se trouvant à 1.85 m de haut de la surface du sol. Le rayonnement et la température ambiante moyens sont respectivement égaux à 1000 W/m^2 et 302 K. Les résultats théoriques ont été comparés aux données expérimentales obtenues sur le prototype. La figure VI.13 et le tableau VI.9 montrent la comparaison de ces différents résultats.

Tableau VI.9. Comparaison des résultats entre les données expérimentales et le calcul numérique (Manzanares, sapin).

| | Résultats expérimentaux [38, 104] | Résultats numériques en utilisant le modèle de Schlaich [38] | Résultats numériques en utilisant le modèle de Hammadi [119] | Résultats numériques en utilisant le modèle de Bernardes/Pretorius [118] |
|----------------------------|-----------------------------------|--|--|--|
| I [W/m²] | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 |
| T₀ [K] | 302 | 302 | 302 | 302 |
| η_c | 0.32 | 0,3191 | 0,3028 | 0,3282 |
| Pe [kW] | 50 | 49,7419 | 45,2411 | 47,8522 |
| u [m/s] | 15 | 18,0834 | 15,9432 | 16,9136 |
| ΔT | 20 | 22,9598 | 20,1073 | 21,7239 |

Où : η_c , P_e , u et ΔT , désignent respectivement le rendement du collecteur, la puissance électrique fournie par la centrale à cheminée solaire, la vitesse d'écoulement à l'entrée de la cheminée et l'écart de température entrée collecteur-entrée cheminée.

La figure VI.13 montre la comparaison entre la puissance électrique expérimentale délivrée par la turbine éolienne qui est obtenue par les essais de Haaf [104] et les puissances produites en utilisant les modèles de Schlaich, Hammadi et Bernades/Pretorius. On note que les courbes évoluent de la même manière avec un écart relatif moyen égal à 3%. Les résultats numériques des différents modèles mathématiques ont été également comparés au modèle développé par par Hurtado [218] où on note un bon accord. Le tableau VI.9 illustre que les résultats numériques et expérimentaux sont proches. Ainsi, on peut conclure que les modèles numériques utilisés peuvent être considérés comme valide en raison du bon accord avec les données expérimentales et théoriques obtenues par le prototype de Manzanares.

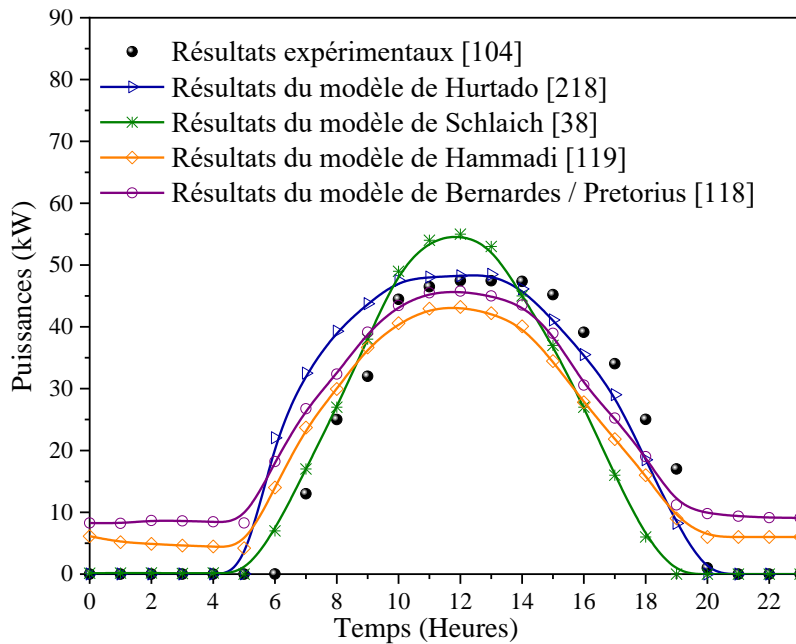


Figure VI.13. Comparaison des évolutions des puissances électriques (kW).

VI.2.2. Analyse des performances d'une CCS implantée dans le sud Algérien

Etant donné que le sud Algérien dispose d'un gisement solaire appréciable, une perspective peut s'ouvrir pour la promotion de l'énergie solaire dans cette région d'Algérie en favorisant notamment l'implantation d'installations de conversion énergétique fonctionnant grâce au rayonnement solaire, dans le but d'alimenter les régions éloignées en électricité. Le but de cette démarche est d'offrir à la population locale toutes les commodités nécessaires à la vie quotidienne afin de réduire le phénomène d'exode et rendre la région plus attractive aux autres populations, notamment les touristes.

C'est la raison pour laquelle on a fait appel au calcul numérique, cela nous permettra un gain en temps et en argent. En considérant les données météorologiques relatives au site d'Adrar, une étude numérique d'une centrale à cheminée solaire avec système de stockage thermique a été établie. Les paramètres géométriques considérés sont celles de la centrale de Manzanares et les modèles mathématiques utilisés sont ceux précédemment présentés. La périodicité de l'étude porte sur les moyennes mensuelles pour chaque mois de l'année. Ainsi, les conditions aux limites considérées sont dictées par les données météorologiques relatives au site d'Adrar. La température de l'air à l'entrée du collecteur est prise égale à la température ambiante, avec une différence de pression nulle à l'entrée du collecteur et à la sortie de la cheminée. Les parois de la cheminée sont considérées adiabatiques.

Les données techniques utilisées dans les calculs sont présentées comme suit:

- Hauteur de stockage de d'eau, 10 cm ;
- Coefficient de transmission et d'absorbance du collecteur, 0,65 ;
- Coefficient d'absorption de l'eau de stockage est de 0,8 ;
- Densité de l'eau est de 1000 kg/m^3 ;
- Chaleur spécifique de l'eau est de 4178 J/kgK ;
- Densité du sol est de 1900 kg/m^3 ;
- Chaleur spécifique du sol est de 840 J/kgK ;
- Conductivité thermique du sol $k = 1,26 \text{ W/mK}$;
- Chaleur spécifique de l'air est de 1006 J/kgK ;

Deux cas de figures de la CCS ont été considérés (Figure VI.14 et Figure VI.15). Une première configuration est celle d'une CCS avec un système de stockage constitué uniquement de la partie sol (CCS1) et une seconde configuration dans laquelle le système de stockage est composé de la partie sol à laquelle on associe des bacs remplis d'eau, occupant toute la surface du collecteur couvert d'un film plastique pour éviter le phénomène d'évaporation (CCS2).

Les figures (VI.16-VI.39) présentent les évolutions du rayonnement solaire GHI et celles des températures ambiantes, T_a , moyennes mensuelles de chaque mois de l'année, ainsi que les évolutions des puissances délivrées par une centrale solaire à cheminée solaire pour les deux configurations.

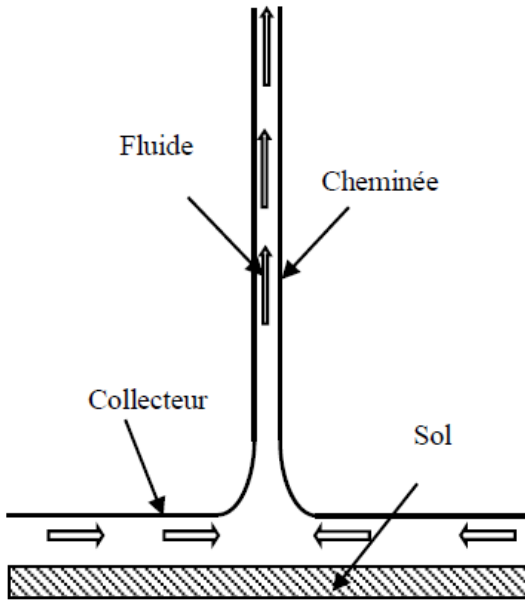


Figure VI.14. Modèle de CCS avec sol comme système de stockage (CCS1).

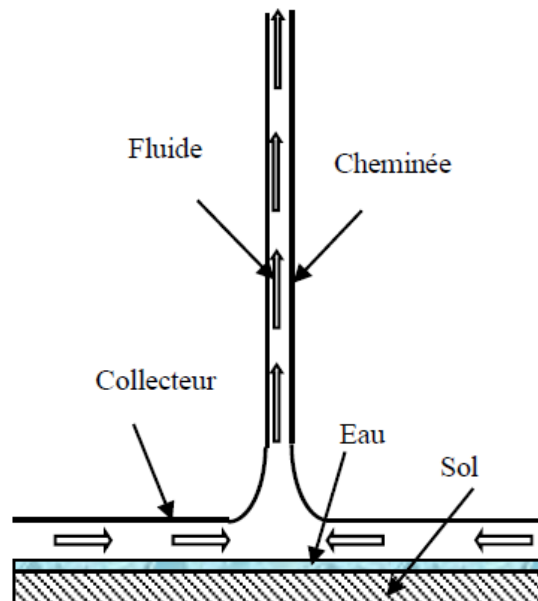


Figure VI.15. Modèle de CCS avec sol+eau comme système de stockage (CCS2).

Le rayonnement solaire est d'autant plus important durant la période s'étalant du mois de Mars jusqu'au mois de Septembre durant laquelle le potentiel de l'énergie solaire varie entre 800 et 1100W/m².

La puissance électrique développée est aussi importante durant cette période où elle varie entre 28 et 150 kW pour les installations utilisant le sol comme système de stockage. Elle varie entre 25 et 120 kW pour les centrales équipées d'un système de stockage composé, en plus du sol, des bacs remplis d'eau. L'évolution de la puissance générée par les installations solaires est de même nature que celle du rayonnement solaire.

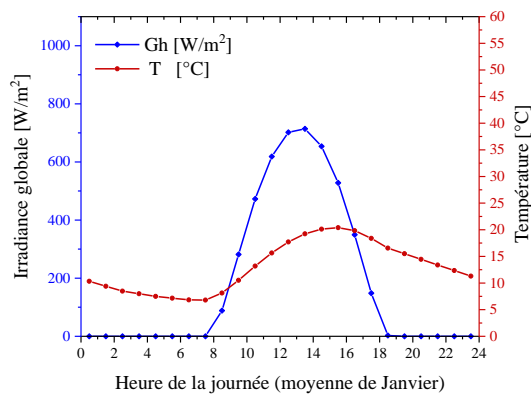


Figure VI.16. Evolution de GHI et de Ta (Janvier)

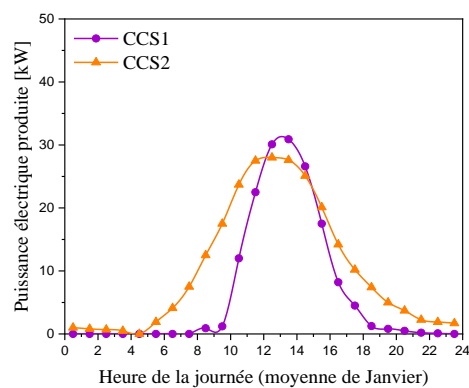


Figure VI.17. Puissance électrique produite (Janvier)

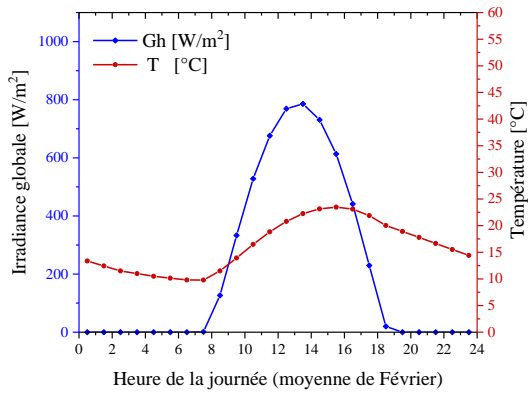


Figure VI.18. Evolution de GHI et de Ta (Février)

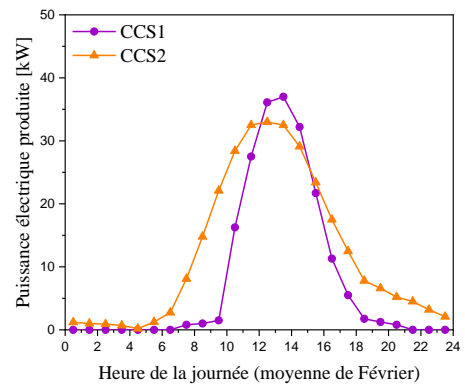


Figure VI.19. Puissance électrique produite (Février)

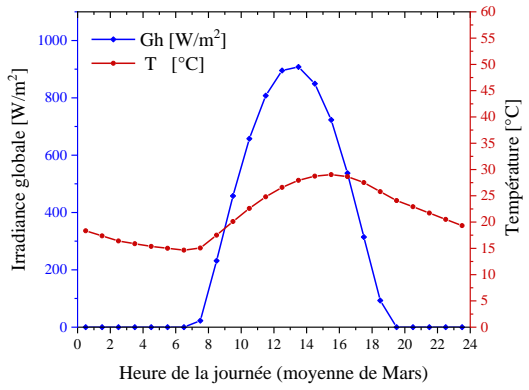


Figure VI.20. Evolution de GHI et de Ta (Mars)

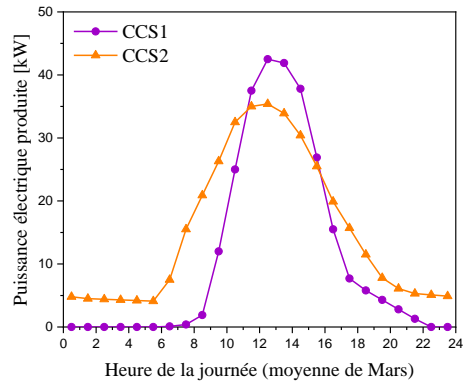


Figure VI.21. Puissance électrique produite (Mars)

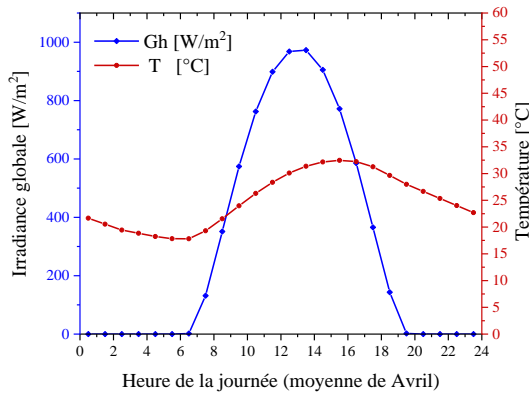


Figure VI.22. Evolution de GHI et de Ta (Avril)

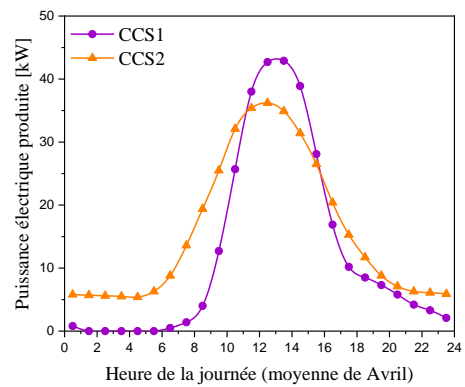


Figure VI.23. Puissance électrique produite (Avril)

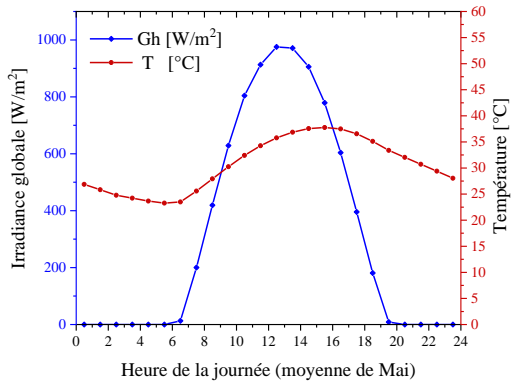


Figure VI.24. Evolution de GHI et de Ta (Mai)

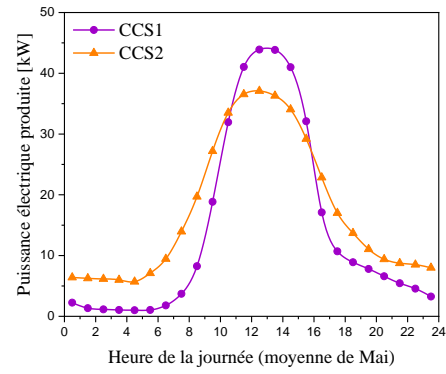


Figure VI.25. Puissance électrique produite (Mai)

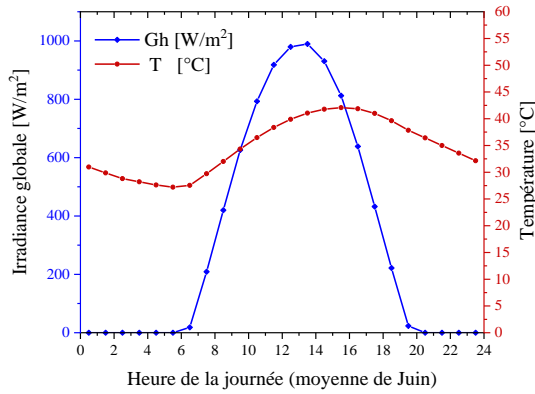


Figure VI.26. Evolution de GHI et de Ta (Juin)

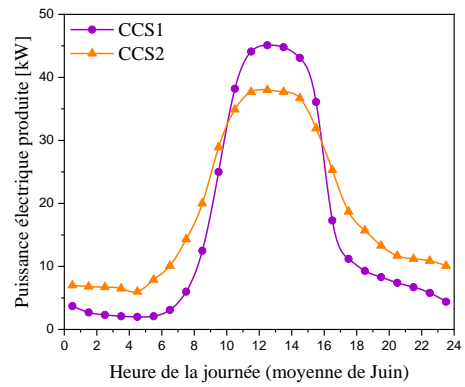


Figure VI.27. Puissance électrique produite (Juin)

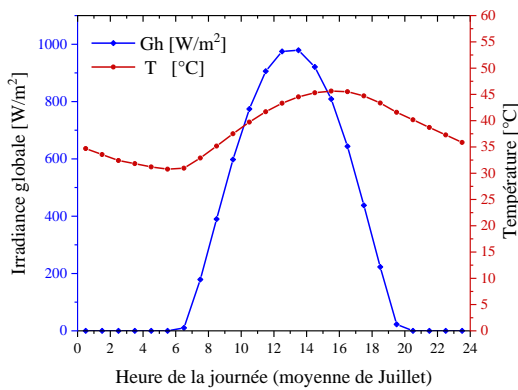


Figure VI.28. Evolution de GHI et de Ta (Juillet)

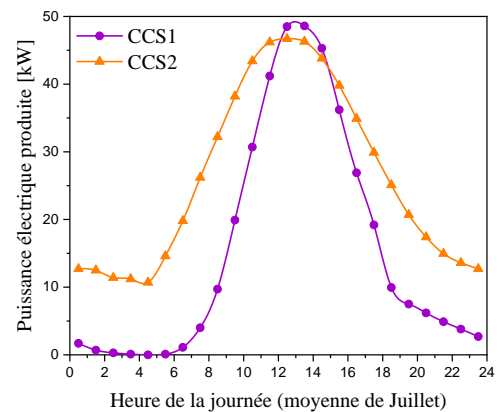


Figure VI.29. Puissance électrique produite (Juillet)

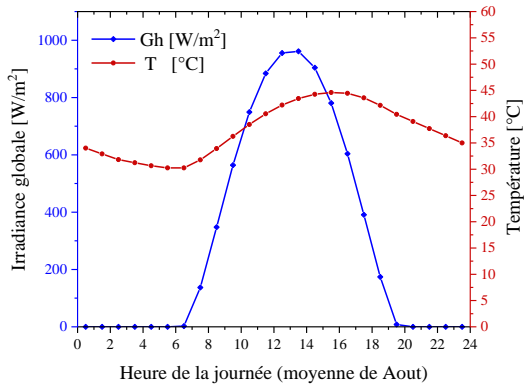


Figure VI.30. Evolution de GHI et de Ta (Aout)

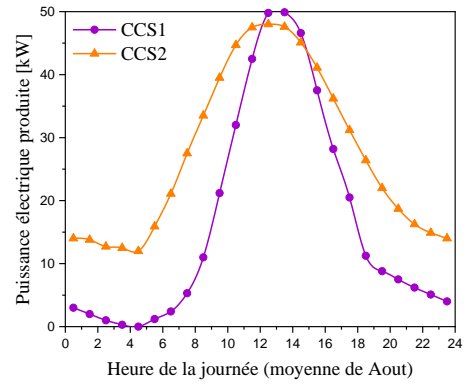


Figure VI.31. Puissance électrique produite (Aout)

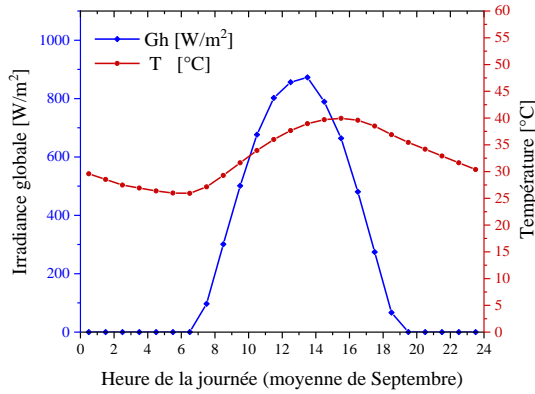


Figure VI.32. Evolution de GHI et de Ta (Septembre)

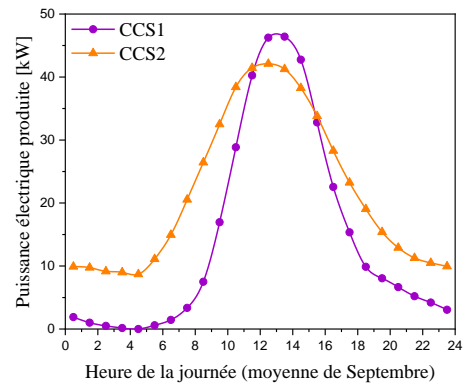


Figure VI.33. Puissance électrique produite (Septembre)

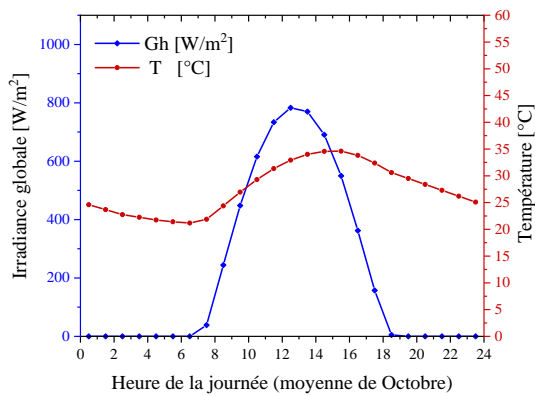


Figure VI.34. Evolution de GHI et de Ta (Octobre)

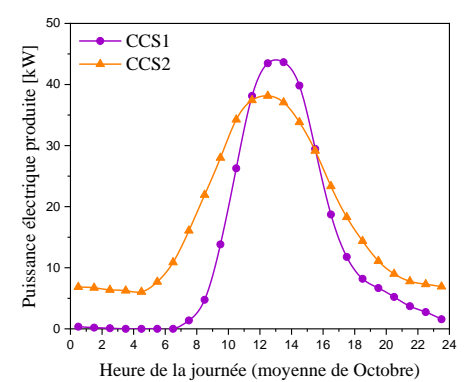


Figure VI.35. Puissance électrique produite (Octobre)

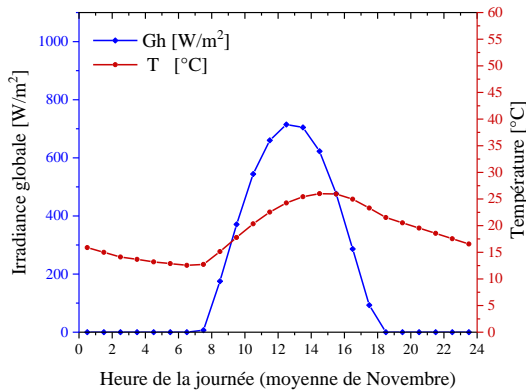


Figure VI.36. Evolution de GHI et de Ta (Novembre)

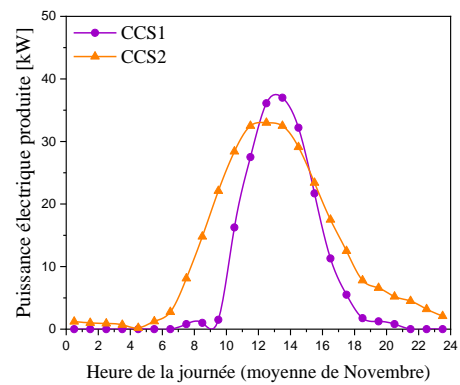


Figure VI.37. Puissance électrique produite (Novembre)

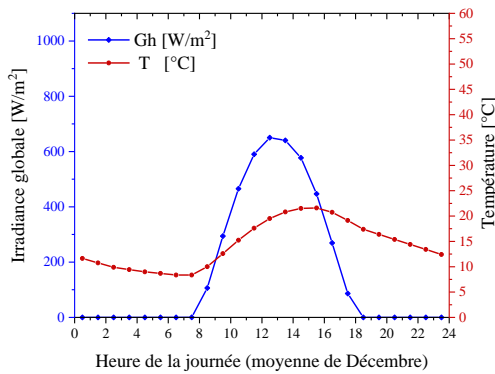


Figure VI.38. Evolution de GHI et de Ta (Décembre)

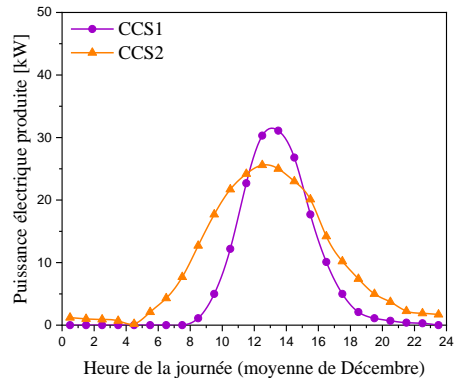


Figure VI.39. Puissance électrique produite (Décembre)

Le système de stockage permet de produire de l'énergie électrique même après le coucher du soleil, ce qui permet à la centrale solaire de fonctionner de manière continue pendant toute la durée du jour. Cependant, la puissance obtenue durant la période nocturne, donc en l'absence du rayonnement solaire, est beaucoup plus significative au niveau de l'installation équipée du système de stockage à eau. La différence entre les puissances électriques obtenues dans les deux d'installation, durant la période nocturne, varie selon l'intensité du rayonnement du jour précédent.

La valeur minimale est obtenue durant les mois où le taux du rayonnement solaire est faible. La valeur maximale est obtenue pendant la période correspondant au mois où le potentielle de l'énergie solaire est maximum. Ainsi, durant les périodes de fort ensoleillement, l'impact du système de stockage (eau + sol) sur les performances d'une centrale solaire à cheminée est

d'autant plus important comparativement aux périodes aux faible taux d'ensoleillement. Cela revient au fait que le stockage thermique dans l'eau utilisée, en plus du sol, permet de réduire les pertes de l'énergie thermique, vers l'environnement extérieur, en absorbant l'excédent de chaleur collectée au niveau du collecteur pour la restituer au fluide en écoulement pendant la période nocturne.

Les résultats obtenus montrent qu'avec les conditions météorologiques dont dispose la région d'Adrar, les deux d'installations peuvent fonctionner de manière continue durant toute la durée du jour. Cependant, la puissance électrique générée pendant la période nocturne est d'autant plus importante au niveau de la centrale dotée d'un système de stockage composé d'eau et du sol. La production de l'électricité à partir de ces deux systèmes est relativement liée aux taux du rayonnement solaire qui, lui, varie selon le mois de l'année.

VI.2.3. Analyse paramétrique d'une CCS

Les performances énergétiques d'une cheminée solaire (paramètres d'entrée type CCS2) ont été analysées dans le but de déterminer l'influence de certains paramètres prépondérants dans la production énergétique.

A cet effet, divers programmes de calcul ont été mis au point pour traiter et analyser l'impact de différents paramètres sur les performances des CCS. Les paramètres analysés dans cette étude sont l'irradiation solaire, la température ambiante, le diamètre du collecteur, le diamètre et la hauteur de la cheminée et la hauteur d'eau du système de stockage.

VI.2.4.1. Influence de la variation de l'irradiation solaire, GHI

La figure VI.40 montre l'effet de la variation de l'irradiation solaire sur la puissance développée. On note que la puissance produite augmente avec l'augmentation de l'irradiation solaire.

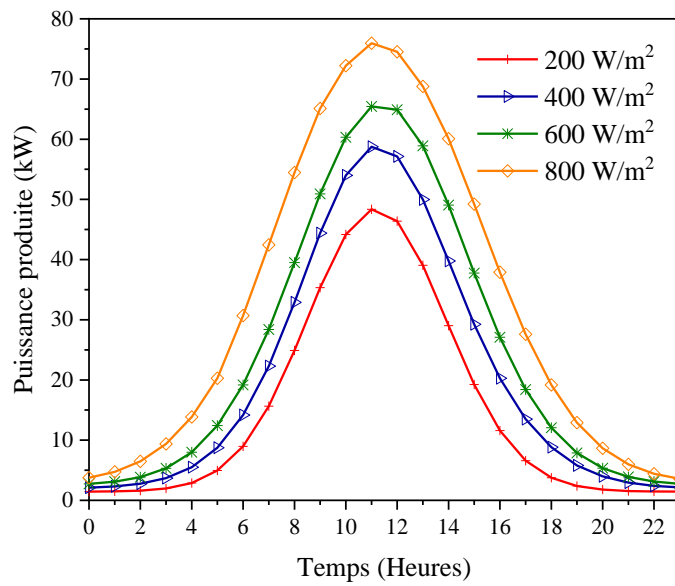


Figure VI.40. Influence de l'irradiation solaire globale, GHI, sur la puissance produite.

VI.2.4.2. Influence de la variation de la température ambiante, Ta

La figure VI.41 représente l'impact de la température sur la puissance produite. Lorsque la température ambiante et / ou l'intensité du rayonnement solaire augmente, la température de surface du capteur augmente et la température de l'air qui s'écoule augmente également. Cette augmentation de température se traduit par une augmentation des forces motrices, ce qui augmente directement la puissance.

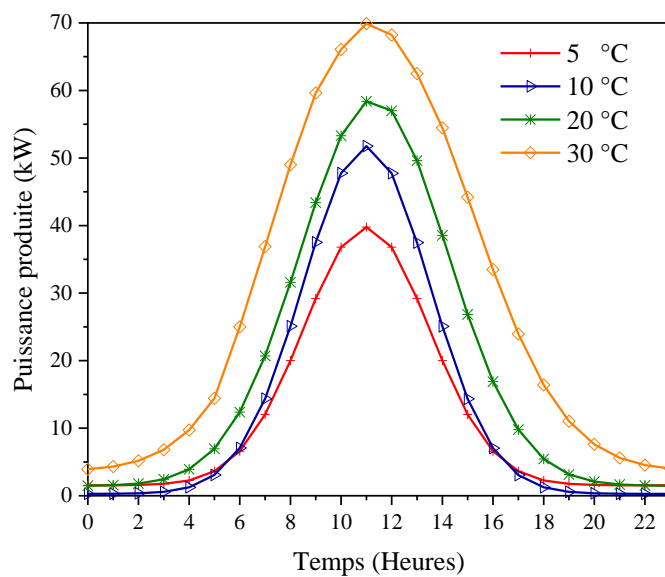


Figure VI.41. Influence de la température ambiante, Ta, sur la puissance produite.

VI.2.4.3. Influence de la variation de la vitesse ambiante de l'air, V_a

La figure VI.42 illustre l'influence de la vitesse du vent sur la puissance de sortie. Lorsque la vitesse du vent augmente, le coefficient de transfert de chaleur par convection augmente également en réduisant directement la température de surface du capteur et, par conséquent, la température de l'air circulant. Cette diminution de température réduit les forces motrices et, par conséquent, la puissance de sortie du système.

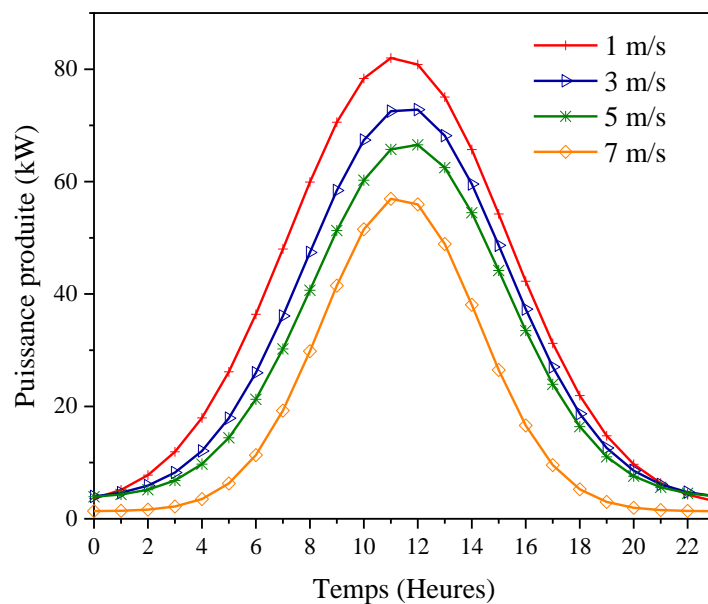


Figure VI.42. Influence de la vitesse ambiante de l'air, V_a , sur la puissance produite.

VI.2.4.4. Influence de la variation du diamètre du collecteur, D_c

Le diamètre du collecteur représente un paramètre fondamental compte tenu du coût nécessaire à sa construction. Une optimisation de ce paramètre est nécessaire pour réduire les dépenses. Nous tentons de comprendre l'influence de la variation du diamètre du collecteur sur la production d'électricité de la cheminée solaire. La figure VI.43 montre l'effet du diamètre du collecteur sur la puissance produite. Nous remarquons que la production d'énergie de la centrale augmente avec l'augmentation du diamètre du collecteur en raison d'une plus grande énergie solaire absorbée lorsque la surface du capteur augmente.

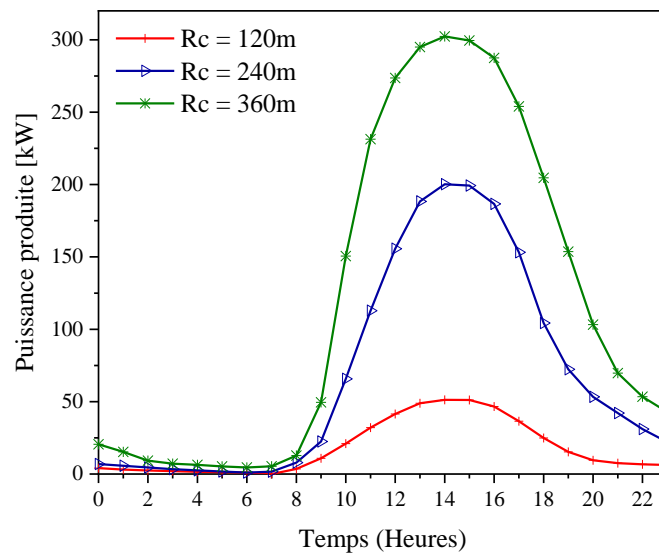


Figure VI.43. Influence du diamètre du collecteur, D_c , sur la puissance produite.

VI.2.4.5. Influence de la variation du diamètre de la cheminée, D_t

Le diamètre de la cheminée est l'un des paramètres essentiels entrant dans l'étude de la faisabilité de la construction d'une centrale solaire à cheminée. La figure VI.44 montre les résultats de l'énergie électrique produite avec la variation du diamètre. On remarque une augmentation significative de la puissance avec l'augmentation du diamètre de 10 à 20m ensuite de 20 à 30 m une augmentation légère.

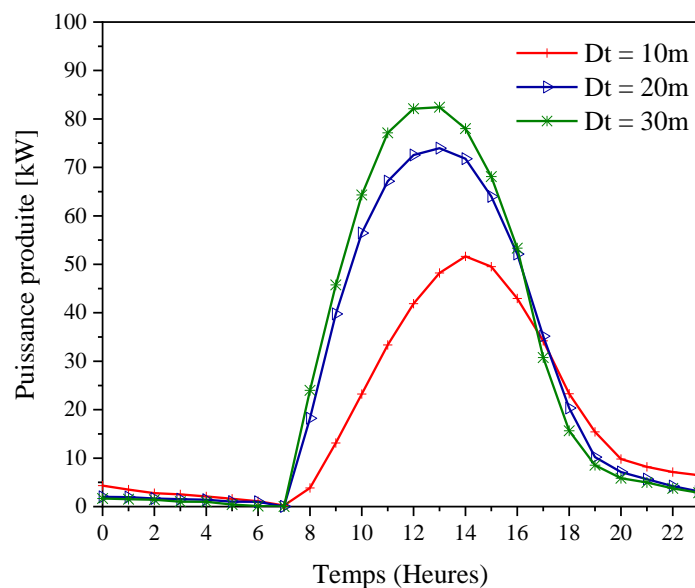


Figure VI.44. Influence du diamètre de la cheminée, D_t , sur la puissance produite.

VI.2.4.6. Influence de la variation de la hauteur de la cheminée, Ht

La hauteur de la cheminée est également considérée comme l'un des paramètres entrant dans l'étude de faisabilité de la construction d'une centrale à cheminée solaire, une cheminée très haute nécessite un investissement remarquable, une optimisation de ce paramètre est nécessaire. Dans cette partie, nous essaierons de comprendre l'influence de la variation de la hauteur de la cheminée sur la production d'électricité d'une CCS. La figure VI.45 montre les résultats de l'effet de la variation de la hauteur de la cheminée sur la puissance produite. On remarque une augmentation significative de la puissance avec l'augmentation de la hauteur de la cheminée en raison de l'augmentation de la différence de pression entre l'air à la base de la tour et l'air ambiant lorsque la hauteur de la tour augmente.

La production quotidienne d'électricité est directement liée à la hauteur de la cheminée.

On constate que plus la hauteur de la cheminée est élevée plus la puissance électrique quotidienne produite augmente considérablement.

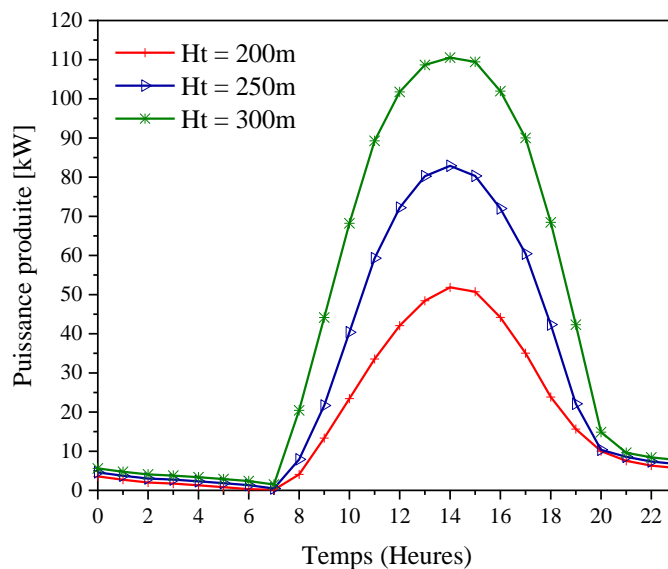


Figure VI.45. Influence de la hauteur de la cheminée, Ht, sur la puissance produite.

VI.2.4.7. Influence de la variation de la hauteur d'eau, Hs, du système de stockage

Le modèle utilisé considère le support de stockage comme une couche située juste au-dessus du sol et sous le collecteur, avec une hauteur Hs et une surface égale à celle du collecteur. La figure VI.46 montre l'énergie électrique produite pour différentes couches d'épaisseur de stockage d'eau de telle sorte que les épaisseurs de stockage ont été considérées: 5 cm, 15 cm et

30 cm. L'influence peut être montrée de deux manières: une diminution de la valeur de la puissance crête et une augmentation de production dans la période nocturne. Plus l'épaisseur du système de stockage augmente, plus l'effet de stockage devient important aux extrémités des courbes et donc la puissance électrique produite pendant les périodes non ensoleillées est plus importante.

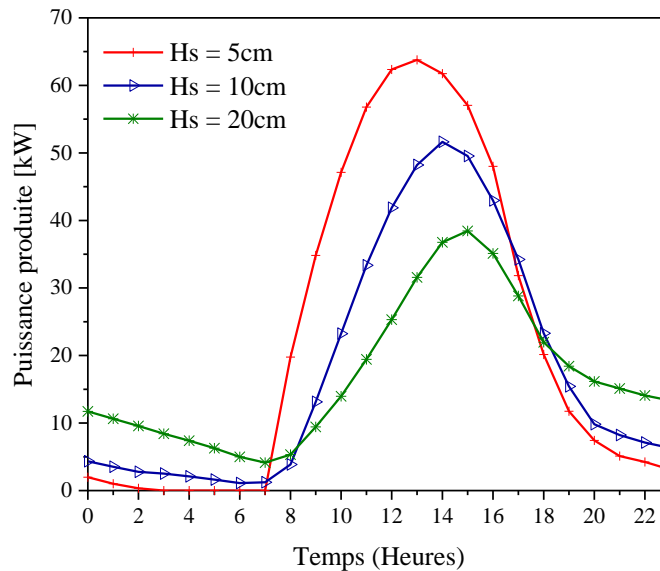
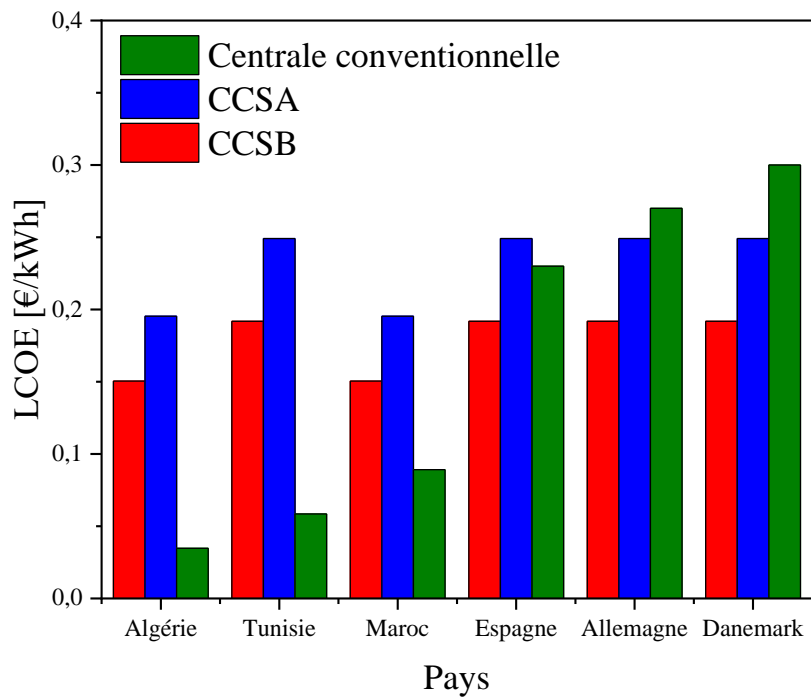


Figure VI.46. Influence de la hauteur d'eau H_s , sur la puissance produite.

VI.2.4. Étude de rentabilité d'une CCS

Sur la base des coûts spécifiques (pour produire 50 kW d'électricité, le coût d'investissement total est de 302 millions d'euros et les coûts annuels d'exploitation et de maintenance sont de 1,6 million d'euros/an), les coûts d'investissement ont été calculés en gardant les dimensions de Manzanares pour les régions suivantes : Algérie, Tunisie, Maroc, Espagne, Allemagne et le Danemark. Les résultats sont représentés sur la figure VI.47.

Les pays du Maghreb ont des coûts d'électricité conventionnels très faibles en raison de sources naturelles (pétrole et gaz) ce qui rend la cheminée solaire non rentable (rendement négatif). En revanche, le coût du kWh produit par les cheminées solaires en Europe est rentable (rendement positif).



A. en supposant un coût moyen pondéré du capital de 8% et une durée d'amortissement de 25 ans.

B. en supposant un coût moyen pondéré du capital de 5% et une durée d'amortissement de 25 ans.

Figure VI.47. Comparaison des coûts du LCOE d'une centrale conventionnelle et une centrale à cheminée solaire, CCS.

Conclusion Générale



Conclusion générale

Les énergies renouvelables sont considérées comme des sources attrayantes pour leur aspect renouvelable et leurs vertus écologiques. La technologie des concentrateurs solaires (CSP) est une technologie éprouvée pour les centrales thermodynamiques ayant un potentiel important pour un développement ultérieur avec un faible coût. Les technologies avancées, la production de masse, les économies d'échelle et le fonctionnement amélioré permettront une réduction du coût de l'électricité solaire produite à un niveau compétitif. Dans le domaine des basses températures, les centrales à cheminée solaire (CCS) peuvent être une solution appropriée pour atténuer les problèmes liés à la pollution et les dépôts locaux causés par les déchets induits par les combustibles fossiles. Ces derniers sont parfois limités ou inexistant dans certaines régions du monde. La CCS est capable de stocker de l'énergie délivrée par les rayons de soleil pendant la journée afin de la restituer au fluide caloporteur pendant la nuit ce qu'il lui donne un avantage particulier par rapport aux autres systèmes, fonctionnant à énergies renouvelables.

Il est à rappeler que l'objectif principal de ce travail de thèse, dans le domaine des hautes températures, est de présenter une méthodologie permettant la conception de la configuration optimale des centrales CSP en Algérie, en fonction de différentes technologies et scénarios, en utilisant le concept de solaire multiple (SM), de stockage solaire thermique et de système de remplissage (hybridation). Le logiciel SAM (System Advisor Model) a été utilisé pour déterminer les paramètres de conception optimale (SM, efficacité CF, énergie annuelle et le coût total installé) d'une centrale thermique à concentrateur cylindro-parabolique d'une puissance de 25 MW, afin d'aider les investisseurs algériens à prendre des décisions et de s'assurer que l'état a accès à des informations actualisées et fiables sur les coûts et les performances des centrales CSP pour les intégrer dans le programme mix énergétique et diversifier les sources de production.

Dans le domaine des basses températures, l'analyse des performances énergétiques des centrales à cheminée solaire par utilisation de différents modèles mathématiques issus de la littérature a été effectuée, afin de voir l'évolution de certains paramètres caractéristiques (météorologiques, géométriques et d'autres). L'analyse des résultats ainsi obtenus à partir de ces modèles et des différents programmes de résolution a permis de mettre en relief les paramètres influant en particulier le stockage thermique sur les performances énergétiques de ces centrales.

Il est à souligner que parmi les 120 travaux (théoriques et expérimentaux) présentés dans l'étude bibliographique, seuls quelques rapports sont liés à l'intégration des systèmes de stockage thermique, les études de rentabilités (technico-économique), ainsi que les études d'optimisation des centrales CSP et surtout le manque d'installations expérimentales (Grade/Petite échelle), ce qui nécessitent davantage d'études. De nombreuses modifications et optimisations ont été effectuées, mais il est nécessaire de convertir les systèmes simples en hybrides, d'obtenir l'harmonie dimensionnelle optimale entre les dimensions, de comparer les différentes tailles et d'optimiser les systèmes.

Sur la base des résultats obtenus dans cette thèse, nous pouvons conclure que pour les hautes températures :

1. Les paramètres dominants influent sur l'énergie produite sont le DNI et la durée d'ensoleillement ;
2. Le refroidissement par voie humide des condenseurs est la meilleure technologie pour les centrales PTC pour le climat algérien ;
3. L'intégration du système de remplissage (hybridation) dans la centrale électrique augmente la production de l'énergie annuelle de 11,2% par rapport au champ solaire seul. Le BS peut fournir de l'énergie quand l'énergie solaire n'est pas suffisante pour répondre à des exigences de charge partielle plus critiques et pour diverses applications, telles que la production d'hydrogène, de la chaleur ou le refroidissement ;
4. Le fluide caloporteur Therminol VP₁ est un fluide caloporteur synthétique à ultra haute température conçu pour répondre aux exigences les plus sévères des systèmes en phase vapeur ou en phase liquide et il peut être considéré comme le HTF le plus rentable et aussi le fluide de stockage le plus souhaitable ;
5. Le système de stockage permet d'optimiser le dimensionnement des centrales solaires, réduire le cout de la production et répondre à l'intermittence du décalage entre les périodes les plus productives (le jour/l'été) par rapport aux périodes de plus grandes demandes (le soir/l'hiver) ;
6. Parfois, le LCOE devient insuffisant pour prendre une décision en comparant les configurations et les paramètres à optimiser. Il est alors nécessaire d'utiliser d'autres facteurs comme le facteur de capacité où la production annuelle d'énergie ;

7. Le modèle M_4 , qui est basée sur les paramètres de la centrale SPPI avec un SM de 1,6, un système de remplissage de 0,2 et 4 h de stockage, est relatif à la centrale optimale en Algérie pour une production de 25 MW;

8. Le LCOE des centrales CSP est supérieur aux centrales conventionnelles fossiles. Il peut être réduit en améliorant les performances (efficacité). L'hybridation de ces centrales avec d'autres sources d'énergie conventionnelle ou renouvelable et enfin l'installation des systèmes de stockage thermique. Cela permettra d'augmenter l'efficacité du cycle de vapeur en permettant un différentiel de température plus élevé.

Afin de diminuer le LCOE et améliorer les performances des centrales solaires à concentration, dans le but de les rendre très compétitives, plusieurs axes sont à explorer dans les futurs, et les perspectives proposées sont :

- L'apport de l'hybridation avec d'autres sources conventionnelles ou renouvelables ;
- L'amélioration du système de refroidissement. En effet, l'implantation probable des centrales CSP dans les zones arides, pose le problème de leur grande consommation d'eau, en particulier pour le refroidissement, et soulève la nécessité d'améliorer les performances des systèmes de refroidissement par air, ce que nous proposons, l'utilisation d'une technologie de refroidissement hybride, refroidissement par voie humide et refroidissement à sec, car de cette manière les deux voies se partagent la charge du rejet de chaleur et diminue les besoins en eau ;
- La production directe de vapeur comme un fluide de transfert thermique est également une possibilité fréquente dans la réduction du coût d'investissement, donc de même, une étude avec cette technologie est nécessaire pour l'Algérie ;
- La recherche de possibilités d'intégration du système de stockage d'énergie thermique avec une longue durée de pleine charge (jusqu'à 8 h ou plus) dans la centrale CSP.

Concernant la technologie à basse température, d'après les analyses des performances énergétiques des centrales à cheminée solaire on peut conclure que :

1. Les résultats trouvés pour le site d'Adrar, montrent que les deux installations (stockage sol et stockage sol+eau) peuvent fonctionner de manière continue et uniforme durant toute la durée du jour. Cependant, la puissance électrique générée pendant la période nocturne est d'autant plus importante au niveau de la centrale dotée d'un système de stockage thermique supplémentaire composé d'eau et du sol et c'est inversement le cas pendant la période diurne.

Néanmoins, sur la base d'une journée, le meilleur rendement de l'écoulement du fluide est obtenu au niveau de l'installation dotée d'un système de stockage supplémentaire ;

2. Concernant l'étude de rentabilité, les pays du Maghreb ont des coûts d'électricité conventionnels très faibles en raison de sources naturelles (pétrole et gaz) ce qui rend la cheminée solaire non rentable (rendement négatif). En revanche, le coût du kWh produit par les cheminées solaires en Europe est rentable (rendement positif).

3. Les dimensions géométriques de la centrale à cheminée solaire sont des paramètres importants pour l'optimisation et la production de ce système solaire.

En perspectives, il convient de donner à ce travail une suite logique qui consiste à :

- Réaliser des études numériques d'une centrale à cheminée solaire avec turbine incluse ;
- Approcher plus la réalité physique en considérant les pertes par frottement et le caractère variable des propriétés physiques du fluide ;
- Faire une étude expérimentale par intégration de la turbine ;
- Réaliser des centrales à grandes échelle seules ou hybrides.

Les résultats obtenus et validés sont très encourageants. Ils prouvent que les centrales solaires thermiques peuvent devenir un acteur important de la production d'électricité d'origine renouvelable dans les pays où une importante ressource énergétique solaire est disponible, telles que les régions désertiques équatoriales, la région MENA et spécialement l'Algérie.

Devant l'importance de ce sujet d'avenir, on espère que cette étude servira de plateforme pour d'autres travaux plus détaillés et mènera à la construction des prototypes de centrales solaires thermiques dans le Sahara Algérien.

Références Bibliographiques



Références

- [1] BP Statistical Review of World Energy, Juin 2020.
- [2] R. Thompson, L. Lassaletta, P. Patra, C. Wilson, K. Wells, A. Gressent, E. Koffi, M. Chipperfield, W. Winiwarter, Acceleration of Global N₂O Emissions Seen From Two Decades of Atmospheric Inversion. *Nature Climate Change*, Vol. 9, 993–998, 2019.
- [3] Global Energy Review, Agence Internationale De l'énergie, 30 Avril 2020.
- [4] Energy Matters. Renewable Energy and Alternate Energy Sources. <https://www.energymatters.com.au/components/renewable-energy/>. (Consulté le 10-05-2021).
- [5] G. Marcheteau, *Solaire Thermodynamique: Fonctionnement et Types de Centrales. L'énergie tout Compris*, 2017.
- [6] P. González, G. Gómez, O. Geisen, *Les Tours Solaires, Deux Approches Pour Utiliser l'énergie Du Soleil*, ENSTA Paris Tech, 2011.
- [7] M. Medrano, A. Gil, I. Martorell, X. Potau, L.F. Cabeza, State Of The Art On High-Temperature Thermal Energy Storage For Power Generation. Part 2—Case Studies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 14, 56–72, 2010.
- [8] H. Price, E. Lüpfert, D. Kearney, E. Zarza, G. Cohen, R. Gee, R. Mahoney, Advances In Parabolic Trough Solar Power Technology, *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 124, 109–125, 2002.
- [9] R. Forristall, *Eat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver*, NREL Technical Report, 2003.
- [10] A. Fernández-García, E. Zarza, L. Valenzuela, And M. Pérez, Parabolic-Trough Solar Collectors and Their Applications, *Renewable And Sustainable Energy Reviews*, Vol. 14, 1695–1721, 2002.
- [11] F. Cavallaro, Fuzzy TOPSIS Approach for Assessing Thermal-Energy Storage In Concentrated Solar Power (CSP) Systems, *Applied Energy*, Vol. 87, 496–503, 2010.
- [12] Centrales Cylindro-Paraboliques. <http://tpe-si-2011.e-monsite.com/pages/l-energie-solaire/l-energie-solaire-thermodynamique/centrales-a-capteurs-cylindro-paraboliques.html>. (Consulté le 11-09-2020).

- [13] R. Guillo. Les Centrales à Capteurs Cylindro-Paraboliques. https://www.ecosources.info/dossiers/centrale_solaire_thermique_capteurs_cylindro-paraboliques, 2014.
- [14] F. Pharabod, C. Philibert. Les Centrales Solaires LUZ, Du Succès Californien Aux Perspectives Mondiales. Pour Le Compte De l'agence Française Pour La Maîtrise De l'énergie Et La Maîtrise De l'environnement, janvier, 1991.
- [15] J.R. Vaillant. Des Recours Immédiats A l'énergie Solaire Contre La Pénurie d'énergie Et La Hausse Des Prix. Editions Eyrolles, 1980.
- [16] B. Rivoire. Le Solaire Thermodynamique l'imp, CNRS, Site d'Odeillo, http://ecolo.org/documents/documents_in_french/solaireThermodynRivoire/solaireThermodynRivoire.html. (Consulté le 10-05-2021).
- [17] International Energy Agency (IEA). Technology Roadmap: Solar Thermal Electricity, 2014.
- [18] T. Kousksou, P. Bruel, A. Jamil, T. El Rhafiki, Y. Zeraouli, Energy Storage: Applications and Challenges, Sol Energy Mater Sol Cells, Vol. 120, Part A, 59–80, 2014.
- [19] B. Cárdenas, N. León, High Temperature Latent Heat Thermal Energy Storage: Phase Change Materials, Design Considerations and Performance Enhancement Techniques. Renew Sustain Energy Rev, Vol. 27, 724–37, 2013.
- [20] S. Khare, M. Dell'Amico, C. Knight, S. MCGarry, Selection of Materials for High Temperature Latent Heat Energy Storage, Sol Energy Mater Sol Cells, Vol. 107, 20–7, 2012.
- [21] K.E. N'Tsoukpoe, H. Liu, N. Le Pierrès, L. Luo, A Review on Long-Term Sorption Solar Energy Storage, Renew Sustain Energy Rev, Vol. 13, 2385–96, 2009.
- [22] K.E. N'Tsoukpoe, Étude du Stockage à Long Terme de l'énergie Solaire Thermique par Procédé d'absorption LiBr–H₂O pour le Chauffage de l'habitat. Thèse de doctorat à l'université de Grenoble, 2012.
- [23] N. Mahfoudi, Stockage de la chaleur dans un milieu granuleux solide. Thèse Université Mohamed Khider – Biskra, Algérie, 2016.

- [24] A. Gil, M. Medrano, I. Martorell, A. Lázaro, P. Dolado, B. Zalba, State of the Art on High Temperature Thermal Energy Storage for Power Generation. Part 1—Concepts, Materials and Modellization, *Renew Sustain Energy Rev*, Vol. 14, 31–55, 2010.
- [25] E.K. Nitedem, *Stockage Thermique A Base d'eco-Matériaux Locaux Pour Centrale Solaire A Concentration : Cas Du Pilote*. Thèse de doctorat à l'Université De Perpignan via Domitia, 2017.
- [26] U. Herrmann, B. Kelly, H. Price, Two-Tank Molten Salt Storage for Parabolic Trough Solar Power Plants. *Energy*, Vol. 29, 883–93, 2004.
- [27] K. Spear, *Solar Energy: Florida Power & Light's Mirror-Based Solar-Energy Plant Struggles to Hit Stride*. Orlando Sentin, 2012.
- [28] S.M. Flueckiger, Z. Yang, S.V. Garimella, Review of Molten-Salt Thermocline Tank Modeling For Solar Thermal Energy Storage. *Heat Transf Eng*, Vol. 34, 787–800, 2013.
- [29] G. Angelini, A. Lucchini, G. Manzolini, Comparison of Thermocline Molten Salt Storage Performances to Commercial Two-Tank Configuration, *Energy Procedia*, Vol. 49, 694–704, 2014.
- [30] H. Singh, R.P. Saini, J.S. Saini, A Review on Packed Bed Solar Energy Storage Systems, *Renew Sustain Energy Rev*, Vol. 14, 1059–69, 2010.
- [31] D. Brosseau, J.W. Kelton, D. Ray, M. Edgar, K. Chisman, B. Emms, Testing of Thermocline Filler Materials and Molten-Salt Heat Transfer Fluids For Thermal Energy Storage Systems In Parabolic Trough Power Plants, *J Sol Energy Eng*, Vol. 127, 109–16, 2005.
- [32] H. Semai, *Recherche d'une Configuration Optimale d'une Centrale Solaire à Cheminée*. Thèse de doctorat à l'Universite Abou-Bekr Belkaid – Tlemcen, Algérie, 2017.
- [33] F. Authier, *Éco politique et Stratégie d'entreprise: Exemple Dans une Entreprise de Production d'onduleurs Photovoltaïques*, Rapport de Stage, Université de Reims Champagne Ardenne, 2012.
- [34] J. Schlaich, R. Bergermann, W. Schiel, G. Weinrebe, Design of Commercial Solar Updraft Tower Systems—Utilization of Solar Induced Convective Flows for Power Generation, *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 127, 117, 2005.

- [35] L. Kilohn, Dessin Personnel Décivant le Fonctionnement d'une Tour Solaire, https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Sch%C3%A9ma_fonctionnel.jpg. 2005. (Consulté le 10-05-2021).
- [36] H. Kreetz, The Oretische Untersuchungen Und Auslegungeinestemporaren Wasserspeichers Fur Das Aufwindkraftwerk. Diplomarbeit. Berlin: Energie Und Verfahrenstechnik Der TU Berlin, 1997.
- [37] S.M. Boualleg, Analyse Des Performances Energétiques Des Centrales Cheminées Solaires Par Utilisation De Différents Modèles Mathématiques. Mémoire De Magister à l'Ecole Nationale Polytechnique, 2012.
- [38] W. Haaf, K. Friedrich, G. Mayr, J. Schlaich, Solar Chimneys, Part I: Principle and Construction Of the Pilot Plant in Manzanares, Int. J. Solar Energy, Vol. 2, 3–20, 1983.
- [39] L. Francesca, B. Claudio, B.K. Wilfried, H.J. Niemann, Solar Updraft Power Plant Technology: Basic Concept and Structural Design Solar Energy Conversion and Photoenergy System. Encyclopedia Of Life Support Systems (EOLSS).
- [40] T. Tayebi, Contribution A l'étude Numérique De La Convection Naturelle Laminaire d'un Système Radial De Chauffage Solaire. Thèse de doctorat à l'Université Constantine1, 2014.
- [41] J. Schlaich, The Solar Chimney: Electricity from the Sun, Edition Axel Menges, November 2004.
- [42] S. Atul, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, Review On Thermal Energy Storage With Phase Change Materials And Applications, Renewable And Sustainable Energy Reviews, Vol. 13, 318-345, 2009.
- [43] M. Ulian, B. Ricard, M. Lasmarrigues, M. Lelaidier, Cheminée Tour Solaire, Université de Pau et des Pays de l'Adour, (2010/2011).
- [44] O.P.T. Cheick, Du Sable Pour Stocker De l'énergie Solaire. [Http://Blog.Bio-Ressources.Com/2014/12/27/Du-Sable-Pour-Stock-De-Lenergie-Solaire/](http://Blog.Bio-Ressources.Com/2014/12/27/Du-Sable-Pour-Stock-De-Lenergie-Solaire/). 2014.
- [45] M. Ghodbane, B. Boumeddane, S. Zafa, E. Bellos, A Numerical Simulation of a Linear Fresnel Solar Reflector Directed To Produce Steam For The Power Plant. Journal of Cleaner Production, Vol. 231, 494-508, 2019.

- [46] Systèmes Solaires Thermodynamiques. Compte Rendu Des Séances Du Symposium International Sur Les Systèmes De Conversion Thermodynamique De l'énergie Solaire. Marseille, Edition Du Centre National De La Recherche Scientifique, 1980.
- [47] K. Lovegrove, A. Luzzi, Solar Thermal Power Systems, Encyclopaedia of Physical Science and Technology, 3rd Edition Vol. 15.
- [48] A. Ferrière, Centrales Solaires Thermodynamiques. Énergies Renouvelables. Ti202 - Ressources Énergétiques Et Stockage. Réf. Internet: 42594, 2nde Édition.
- [49] J.A. Duffie, W.A. Beckman, Solar Engineering of Thermal Processes, Hoboken: Wiley, 2013.
- [50] L. Poole, Concentrating Solar Power: Energy from Mirrors, Technical Report, National Renewable Energy Laboratory, Golden CO, 2001.
- [51] W. Spirkel, H. RIES, J. Muschaweck, A. Timinger, Optimized Compact Secondary Reflectors For Parabolic Troughs With Tubular Absorbers, Solar Energy Vol. 61 (3), 153-158, 1997.
- [52] P. Golding, H.R. Becerra-Loópez, Multi-Objective Optimization for Capacity Expansion Of Regional Power-Generation Systems: Case Study of Far West Texas, Energy Conversion and Management Vol. 49, 1433-1445, 2008.
- [53] M.J. Montes, A. Abànades, J.M. Martinez-Val, M. Valdés, Solar Multiple Optimization For A Solar-Only Thermal Power Plant, Using Oil As Heat Transfer Fluid In The Parabolic Trough Collectors, Solar Energy, Vol. 83, 2165-2176, 2009.
- [54] Q. Liu, M. Yang, J. Lei, H. Jin, Z. Gao, Y. Wang, Modeling and Optimizing Parabolic Trough Solar Collector Systems Using The Least Squares Support Vector Machine Method, Solar Energy, Vol. 86, 1973-1980, 2012.
- [55] C.Y. Tsai, P.D. Lin, Optimized Variable-Focus-Parabolic-Trough Reflector For Solar Thermal Concentrator System, Solar Energy, Vol. 86, 1164-1172, 2012.
- [56] N.H. Abu-Hamdeh, K.A. Alnefaie, K.H. Almitani, Design And Performance Characteristics Of Solar Adsorption Refrigeration System Using Parabolic Trough Collector: Experimental And Statistical Optimization Technique, Energy Conversion And Management, Vol. 74, 162-170, 2013.

- [57] G. Pierucci, D. Fontani, P. Sansoni, M. De Lucia, Shape Optimization For Parabolic Troughs Working In Non-Ideal Conditions, *Energy Procedia*, Vol. 57, 2231-2240, 2014.
- [58] R. Silva, M. Berenguel, M. Pérez, A. Fernández-Garcia, Thermo-Economic Design Optimization Of Parabolic Trough Solar Plants For Industrial Process Heat Applications With Memetic Algorithms, *Applied Energy*, Vol. 113, 603-614, 2014.
- [59] Y.L. He, Z. D. Cheng, B.C. Du, K. Wang, Q. Liang, Geometric Optimization on Optical Performance of Parabolic Trough Solar Collector Systems Using Particle Swarm Optimization Algorithm, *Applied Energy*, Vol. 148, 282-293, 2015.
- [60] S. Bandyopadhyay, N.B. Desai, Optimization of Concentrating Solar Thermal Power Plant Based on Parabolic Trough Collector, *Journal of Cleaner Production*, Vol. 89, 262-271, 2015.
- [61] M.C. Yang, W. Fu, Y.Z. Zhu, L. Yang, The Wind-Structure Interaction Analysis and Optimization of Parabolic Trough Collector, *Energy Procedia*, Vol. 69, 77-83, 2015.
- [62] A.B. Kasaeian, P. Mohammad Zadeh, T. Sokhansefat, F Kowsary, A. Akbarzadeh, Hybrid Optimization Algorithm For Thermal Analysis In A Solar Parabolic Trough Collector Based On Nanofluid, *Energy*, Vol. 82, 857-864, 2015.
- [63] Q. Chen, Y. Liu, K. Hua, J. H. Hao, Flow Field Optimization For The Solar Parabolic Trough Receivers In Direct Steam Generation Systems By The Variational Principle, *International Journal Of Heat And Mass Transfer*, Vol. 102, 1073-1081, 2016.
- [64] J. Guo, X. Huai, Multi-Parameter Optimization Design of Parabolic Trough Solar Receiver, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 98, 73-79, 2016.
- [65] J. Sun, R. Wang, H. Hong, Q. Liu, An Optimized Tracking Strategy For Small-Scale Double-Axis Parabolic Trough Collector, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 112, 1408-1420, 2017.
- [66] M.A. Moghimi, G. Ahmadi, Wind Barriers Optimization For Minimizing Collector Mirror Soiling In A Parabolic Trough Collector Plant, *Applied Energy*, Vol. 225, 413-423, 2018.
- [67] A. Kasaeian, H. Hoseinzadeh, M. B. Shafii, Geometric Optimization Of Parabolic Trough Solar Collector Based On The Local Concentration Ratio Using The Monte Carlo Method, *Energy Conversion And Management*, Vol. 175, 278-287, 2018.

- [68] M.A. Ehyaei, A. Ahmadi, M. El Haj Assad, T. Salameh, Optimization of Parabolic Through Collector (PTC) With Multi-Objective Swarm Optimization (MOPSO) And Energy, Exergy and Economic Analyses, *Journal of Cleaner Production*, Vol. 234, 285-296, 2019.
- [69] M. Moloodpoor, A. Mortazavi, N. Ozbalta, Thermal Analysis Of Parabolic Trough Collectors Via A Swarm Intelligence Optimizer, *Solar Energy*, Vol. 181, 264-275, 2019.
- [70] V.E. Dudley, G.J. Kolb, A.R. Mahoney, T.R. Mancini, C.W. Matthews, M. Sloan, D. Kearny, Test Results: SEGS LS-2 Solar Collector, Sandia National Laboratories, 1994.
- [71] S. Khanmohammadi, O. Kizilkan, W.A. Faraedoon, Tri-Objective Optimization Of A Hybrid Solar-Assisted Power Refrigeration System Working With Supercritical Carbon Dioxide, *Renewable Energy*, Vol. 156, 1348-1360, 2020.
- [72] O. May Tzuc, A. Bassam, L.J. Ricalde, O.A. Jaramillo, M. Flota-Banuelos, M.A. Escalante Soberanis, Environmental-Economic Optimization for Implementation of Parabolic Collectors In the Industrial Process Heat Generation: Case Study of Mexico, *Journal of Cleaner Production*, Vol. 242, 118538, 2020.
- [73] M. Ali Abazaa, W.M. El-Maghlanya, M. Hassaba, F. Abulfotuh, 10 MW Concentrated Solar Power (CSP) Plant Operated By 100% Solar Energy: Sizing And Techno-Economic Optimization, *Alexandria Engineering Journal* 59, 39-47, 2020.
- [74] E. Shagdar, Y. Shuai, B. Guene Lougou, E. Ganbold, O.P. Chinonso, H. Tan, Analysis of Heat Flow Diagram Of Small-Scale Power Generation System: Innovative Approaches For Improving Techno-Economic And Ecological Indices, *Science China Technological Sciences*, Vol. 63, 2256–2274, 2020.
- [75] E. Shagdar, B. Guene Lougou, Y. Shuai, J. Anees, C. Damdinsuren, H. Tan, Performance Analysis And Techno-Economic Evaluation Of 300 MW Solar Assisted Power Generation System In The Whole Operation Conditions, *Applied Energy*, Vol. 264, 114744, 2020.
- [76] Y. Tian, C.Y. Zhao, A Review of Solar Collectors and Thermal Energy Storage in Solar Thermal Applications, *Appl Energy*, Vol. 104, 538–53, 2013.
- [77] H.L. Zhang, J. Baeyens, G. Caceres, J. DegrEve, Y. Lv, Thermal Energy Storage: Recent Developments And Practical Aspects. *Prog Energy Combust Sci*, Vol. 53, 1–40, 2016.

- [78] M. Liu, N.H. Steven Tay, S. Bell, M. Belusko, R. Jacob, G. Will, Review On Concentrating Solar Power Plants and New Developments in High Temperature Thermal Energy Storage Technologies. *Renew Sustain Energy Rev*, Vol. 53, 1411–32, 2016.
- [79] N. Ahmeda, K. Elfekya, L. Lub, Thermal and Economic Evaluation of Thermocline Combined Sensible-Latent Heat Thermal Energy Storage System for Medium Temperature Applications. *Energy Convers Manag*, Vol. 189, 14–23, 2019.
- [80] H.L. Zhang, J. Baeyens, J. Degreve, G. Caceres, R. Segal, F. Pitie, Latent Heat Storage With Tubular-Encapsulated Phase Change Materials (Pcms), *Journal of Energy*, Vol. 76, 66–72, 2014.
- [81] S. Kuravi, J. Trahan, D.Y. Goswami, M.M. Rahman, E.K. Stefanakos, Thermal Energy Storage Technologies and Systems for Concentrating Solar Power Plants, *Prog Energy Combust Sci*, Vol. 39, 285–319, 2013.
- [82] H.L. Zhang, K. Huys, J. Baeyens, J. Degreve, W. Kong, Y. Lv, Thermochemical Energy Storage For Power Generation on Demand. *Energy Technol*, Vol. 4, 341–52, 2016.
- [83] C. Pierto, P. Cooper, I. Fernandez, F. Luisa, F. Cabeza, Review of Technology: Thermochemical Energy Storage for CSP Plants, *Renew Sustain Energy Rev*, Vol. 60, 909–29, 2016.
- [84] Y.B. Tao, H. Ya-Ling, A Review of Phase Change Material and Performance Enhancement Method For Latent Heat Storage System, *Renew Sustain Energy Rev*, Vol. 93, 245–59, 2018.
- [85] D. Kearney, U. Herrmann, P. Nava, B. Kelly, R. Mahoney, J. Pacheco, Assessment of a Molten Salt Heat Transfer Fluid in a Parabolic Trough Solar Field, *Trans-Am Soc Mech Eng J Sol Energy Eng*, Vol. 125, 170–176, 2003.
- [86] N. Yu, R.Z. Wang, L.W. Wang, Sorption Thermal Storage for Solar Energy, *Prog Energy Combust Sci*, Vol. 39, 489–514, 2013.
- [87] M.M. Kenisarin, High-Temperature Phase Change Materials for Thermal Energy Storage, *Renew Sustain Energy Rev*, Vol. 14, 955–70, 2010.
- [88] R. Dunn, K. Lovegrove, G. Burgess, A Review of Ammonia-Based Thermochemical Energy Storage For Concentrating Solar Power, *Proc IEEE* Vol. 100, 391–400, 2012.

- [89] O. Schmidt, M. Sylvain, H. Adam, I. Staffell, Projecting the Future Levelized Cost of Electricity Storage Technologies, *Joule*, Vol. 3, 81–100, 2019.
- [90] P.L. Joskow, Comparing The Costs of Intermittent and Dispatchable Electricity Generating Technologies. *Am Econ Rev*, Vol. 101, 238–41, 2011.
- [91] P.L. Joskow, Capacity Payments in Imperfect Electricity Markets: Need and Design. *Util Pol*, Vol. 16, 159–70, 2008.
- [92] Eurobserv'er. Baromètre Solaire Thermique Et Thermodynamique. Mai, 2014.
- [93] Eurobserv'er. Baromètres Solaire Thermique Et Thermodynamique 2018, Juin 2018.
- [94] REN2. Renewables 2018 Global Status Report. 100-102.
- [95] Agence Internationale De l'énergie. Data And Statistics - World Electricity, 2018.
- [96] Eurobserv'er. Baromètres Solaire Thermique Et Thermodynamique, 2019.
- [97] R. Richter, Reacteurs Meteorologiques, [Http://Www.Tour-Solaire.Fr/Publications Scientifiques.Php.](http://www.tour-solaire.fr/publications-scientifiques.php), 2015.
- [98] H. Gunther, In Hundert Jahren Die Kunftige Energieversorgung Der Welt (In Hundreyears - Future Energy Supply of the World). Stuttgart: Kosmos, Franckh'scheVerlagshandlung, 1931.
- [99] J. Schlaich, G. Mayr, W. Haaf, Aufwindkraftwerke-Die Demonstrations Anlage in MANZANARES/ SPANIEN. (Upwind Power Plants-The Demonstration Plant in Manzanares, Spain).In: Proceedings of the National Conference on Power Transmission, 97-112, 1980.
- [100] R. Robert, Spanish Solar Chimney Nears Completion. *MPS Rev*, 21-3, 1981.
- [101] R. Robert, Hot Air Starts to Rise through Spain's Solar Chimney, *Elect Rev*, Vol. 210, 26-7, 1982.
- [102] J. Schlaich, The Solar Chimney, Axel Menges Edition, Stuttgart, Germany, 1995.
- [103] J. Schlaich, W. Schiel, Solar Chimneys. *Encyclopedia of Physical Science and Technology*, 99-109, 2004.
- [104] W. Haaf, Solar Chimneys, Part II: Preliminary Test Results from the Manzanares Pilot Plant. *Int. J. Solar Energy*, Vol. 2, 141–161, 1984.

- [105] M.M. Padki, S.A. Sherif, Solar Chimney For Medium-Tolarge Scale Power Generation. In: Proceedings Of the Manila International Symposium on the Development and Management Of Energy Resources, Manila, Philippines, 1989.
- [106] M.M. Padki, S.A. Sherif, Solar Chimney For Power Generation In Rural Areas. Seminar On Energy Conservation and Generation through Renewable Resources, Ranchi, India, 1989.
- [107] M.M. Padki, S.A. Sherif, A Mathematical Model For Solar Chimneys. In: Proceedings Of International Renewable Energy Conference, Amman, Jordan, 1992.
- [108] M.M. Padki, S.A. Sherif, On A Simple Analytical Model for Solar Chimneys. Int. J. Energy Res, Vol. 23, 345-349, 1999.
- [109] M.Q. Yan, S.A. Sherif, G.T. Kridli, S.S. Lee, M.M. Padki, Thermo-Fluid Analysis of Solar Chimneys. In Industrial Applications of Fluid Mechanics, FED, ASME, 1991.
- [110] N. Pasumarthi, S.A. Sherif, Experimental and Theoretical Performance of a Demonstration Solar Chimney Model –Part I: Mathematical Model Development. Int. J. Energy Res., Vol. 22, 277- 288, 1998.
- [111] N. Pasumarthi, S.A. Sherif, Experimental and Theoretical Performance of a Demonstration Solar Chimney Model –Part II: Experimental and Theoretical Results and Economic Analysis. Int. J. Energy Res., Vol. 22, 443-461, 1998.
- [112] N. Pasumarthi, S.A. Sherif, Performance of a Demonstration Solar Chimney Model For Power Generation. In: Proceedings Of the 35th Heat Transfer and Fluid Mechanics, Sacramento, USA, Juin 1997.
- [113] J.P. Pretorius, Optimization And Control of a Large-Scale Solar Chimney Power Plant. Ph.D. Thesis, University of Stellenbosch. South Africa, 2007.
- [114] J.P. Pretorius, D.G. Kröger, Solar Chimney Power Plant Performance, J. Solar Energy Eng., Vol. 128, 302–311, 2006.
- [115] J.P. Pretorius, D.G. Kröger, Critical Evaluation Of Solar Chimney Power Plant Performance, Solar Energy, Vol.80, 535–544, 2006.
- [116] J.P. Pretorius, D.G. Kröger, J.D, Buys, T.W. Von Backström, Solar Tower Power Plant Performance Characteristics, In: Proceedings of the ISES Eurosun 2004 International Sonnenforum 1, Freiburg, Germany, 2004.

- [117] M.A.D.S. Bernardes, R.M. Valle, M.F.B. Cortez, Numerical Analysis of Natural Laminar Convection In a Radial Solar Heater. *Int. J. Therm. Sci.*, Vol. 38, 42–50, 1999.
- [118] M.A.D.S. Bernardes, Weinrebe, A.G. Voß, Thermal And Technical Analyses of Solar Chimneys, *Solar Energy*, Vol. 75, 511–524, 2003.
- [119] S.H. Hammadi, Solar Chimney Power Plant in Basrah. *Basrah Journal for Engineering Science*, Vol. 9 (1), 1-8, 2009.
- [120] T.W.V. Backstrom, A.J. Gannon, Compressible Flow Through Tall Chimneys. In: *Proceedings of Solar: Solar Powers Life, Share the Energy*, Wisconsin, USA, 2000.
- [121] A.J. Gannon, T.W.V. Backström, Solar Chimney Cycle Analysis With System Loss and Solar Collector Performance. In: *Proceedings Of Solar 2000: Solar Powers Life, Share the Energy*, Wisconsin, USA, 2000.
- [122] Gannon A.J, Von Backström T.W., Solar Chimney Turbine Part 1 Of 2: Design. In: *International Solar Energy Conference*, Houston, USA, 2002.
- [123] Y.J. Dai, H.B. Huang, R.Z. Wang, Case Study Of Solar Chimney Power Plants In Northwestern Regions of China. *Renewable Energy*, Vol. 28, 1295-1304, 2003.
- [124] H. Pastohr, O. Kornadt, K. Gürlebeck, Numerical and Analytical Calculations of the Temperature and Flow Field in the Upwind Power Plant, *Int. J. Energy Res.*, Vol. 28, 495–510 2004.
- [125] T. Ming, W. Liu, G. Xu, Analytical and Numerical Investigation of the Solar Chimney Power Plant Systems, *Int. J. Energy Res.* Vol. 30, 861–873, 2006.
- [126] N. Ninic, Available Energy of the Air in Solar Chimneys and the Possibility of Its Ground-Level Concentration, *Solar Energy*, Vol. 80, 804–811, 2006.
- [127] T. Chergui, S. Larbi, A. Bouhdjar, Thermo-Hydrodynamic Aspect Analysis of Flows in Solar Chimney Power Plants-A Case Study, *Renewable And Sustainable Energy Reviews*, Vol. 14, 1410–1418, 2010.
- [128] S. Larbi, A. Bouhdjar, C. Chergui, Performance Analysis of a Solar Chimney Power Plant In The Southwestern Region of Algeria, *Renewable And Sustainable Energy Reviews*, Vol.14, 470–477, 2010.

- [129] R. Petela, Thermodynamic Study of a Simplified Model of the Solar Chimney Power Plant, *Solar Energy*, Vol. 83, 94–107, 2009.
- [130] X. Zhou, J. Yang, B. Xiao, G. Hou, F. Xing, Analysis of Chimney Height for Solar Chimney Power Plant, *Appl Therm Eng*, Vol. 29, 178- 185, 2009.
- [131] X. Zhou, F. Wang, J. Fan, R.M. Ochieng, Performance of Solar Chimney Power Plant In Qinghai-Tibet Plateau, *Renew Sustain Energy Rev*, Vol. 14, 2249- 2255, 2010.
- [132] T. Tayebi, M. Djezzar, Effect of Varying Ambient Temperature and Solar Radiation on the Flow in a Solar Chimney Collector, *International Journal of Smart Grid and Clean Energy*, Vol. 5 (1), 16-23, 2016.
- [133] X. Zhou, Y. Xu, F. Zhang, Evaluation of Effect of Diurnal Ambient Temperature Range on Solar Chimney Power Plant Performance, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 115, 398-405, 2017.
- [134] P. Das, V.P. Chandramohan, 3D Numerical Study on Estimating Flow and Performance Parameters Of Solar Updraft Tower (SUT) Plant: Impact of Divergent Angle of Chimney, Ambient Temperature, Solar Flux and Turbine Efficiency. *Journal of Cleaner Production*, Vol. 256, 120353, 2020.
- [135] A. Ferriere, Centrales Solaires Thermodynamiques, *Techniques De l'ingénieur*, BE-8903, 2008.
- [136] X. Zhou, F. Wang, R.M. Ochieng, A Review of Solar Chimney Power Technology. *Renew Sustain Energy Rev*, Vol. 14, 2315–38, 2010.
- [137] H. Kulunk, A Prototype Solar Convection Chimney Operated under Izmit Conditions. *Proc Seven- MICAS*, 162, 1985.
- [138] X. Zhou, J. Yang, Temperature Field of Solar Collector and Application Potential of Solar Chimney Power Systems in China. *J Energy Inst*, Vol. 81, 25–30, 2008.
- [139] X. Zhou, J. Yang, B. Xiao, G. Hou, Experimental Study of Temperature Field in a solar Chimney Power Setup. *Appl Therm Eng*, Vol. 27, 2044–50, 2007.
- [140] K. Golder, Combined Solar Pond And Solar Chimney. Final Year Mechanical Engineering Project. School Of Aerospace, Mechanical And Manufacturing Engineering, Bundoora Campus, RMIT University, Melbourne, Australia; 2003.

- .C [141] Ketlogetswe, J.K. Fiszdon, O.O. Seabe, RETRACTED: Solar Chimney Power Generation Project—The Case for Botswana. *Renew Sustain Energy Rev*, Vol. 12, 2005–12, 2008.
- [142] A. Koyun, I. Üçgül, M. Acar, R. Şenol, R. Güneş, Bacası Sisteminin Termal Özet Dizaynı. *Tesisat Mülhendisliği Dergisi*, Vol. 98, 45–50, 2007.
- [143] A.G. Ferreira, C.B. Maia, M.F.B. Cortez, R.M. Valle, Technical Feasibility Assessment of A Solar Chimney For Food Drying. *Solar Energy*, Vol. 82 (3), 198–200, 2008.
- [144] C.B. Maia, A.G. Ferreira, R.M. Valle, M.F.B. Cortez, Theoretical Evaluation of The Influence of Geometric Parameters and Materials on the Behavior of the Airflow in A Solar Chimney, *Comput Fluids*, Vol. 38, 625–36, 2009.
- [145] A.B. Kasaeian, E. Heidari, S.N. Vatan, Experimental Investigation of Climatic Effects on the Efficiency Of a Solar Chimney Pilot Power Plant, *Renew Sustain Energy Rev*, Vol. 15, 5202–6, 2011.
- [146] A.B. Kasaeian, E. Heidari, S.N. Vatan, Modeling of the Temperature Changes in a Solar Chimney. *The Conference on Energy Management and Optimization*. Tehran, Iran, 2010.
- [147] M. Najmi, A. Nazari, H. Mansouri, G. Zahedi, Feasibility Study on Optimization of a Typical Solar Chimney Power Plant. *Heat Mass Transf*, Vol. 48, 475–85, 2011.
- [148] E. Gholamalizadeh, S.H. Mansouri, A Comprehensive Approach to Design and Improve a Solar Chimney Power Plant: A Special Case – Kerman Project. *Appl Energy*, Vol. 102, 975–82, 2013.
- [149] N. Mehla, R. Makade, N.S. Thakur, Experimental Analysis of a Velocity Field Using Variable Chimney Diameter for Solar Updraft Tower, *Int J Eng Sci Technol*, Vol. 3, 3167–71, 2011.
- [150] M.A. Al-Dabbas, The First Pilot Demonstration: Solar Updraft Tower Power Plant In Jordan. *Int J Sustain Energy*, Vol. 31, 399–410, 2012.
- [151] A. Bugutekin, Effect of the Collector Diameter on Solar Chimney Power Plants. *Energy Educ Sci Technol Part A-Energy Sci Res*, Vol. 27, 155–68, 2011.

- [152] R.D. Chappell, M.J. Congdon, J.J. French. Design, Construction, and testing of a Small Scale Solar Chimney for Nomadic Herdsmen. In: Proceedings of the ASME 2012 6th International Conference On Energy Sustainability. San Diego, California, USA, 2012.
- [153] R. Khanal, C. Lei, An Experimental Investigation of an Inclined Passive Wall Solar Chimney For Natural Ventilation, *Sol Energy*, Vol. 107, 461–74, 2014.
- [154] A.R. Shahreza, H. Imani, Experimental and Numerical Investigation on A Innovative solar Chimney. *Energy Convers Manag*, Vol. 95, 446–52, 2015.
- [155] S.S. Al-Azawie, S. Hassan, M.F. Zammeri, Experimental and Numerical Study On Ground Material Absorptivity for Solar Chimney Power Applications, In: Proceedings of the 5th International Conference on Energy and Sustainability: Putrajaya, Malaysia, 2014.
- [156] O.C. Aja, H.H. Al-Kayiem, Z.A. Abdul Karim, Experimental Investigation of The Effect of Wind Speed and Wind Direction on a Solar Chimney Power Plant. In: Proceedings of the 8th International Conference on Urban Regeneration and Sustainability: Putrajaya; Malaysia, SC, 2013.
- [157] Y. Li, S. Liu, Experimental Study on Thermal Performance of a Solar Chimney Combined With PCM, *Appl Energy*, Vol. 114, 172–8, 2014.
- [158] A.Y.K. Tan, N.H. Wong, Influences of Ambient Air Speed and Internal Heat Load on the Performance of Solar Chimney in the Tropics. *Sol Energy*, Vol. 102, 116–25, 2014.
- [159] A. Kasaeian, M. Ghalamchi, Simulation and Optimization of Geometric Parameters of a Solar Chimney in Tehran, *Energy Convers Manag*, Vol. 83, 28–34, 2014.
- [160] M. Ghalamchi, A. Kasaeian, M. Ghalamchi, Experimental Study of Geometrical and Climate Effects on the Performance of a Small Solar Chimney. *Renew Sustain Energy Rev*, Vol. 43, 425–31, 2015.
- [161] S. Okada, T. Uchida, T. Karasudani, Y. Ohya. Improvement in Solar Chimney Power Generation By Using a Diffuser Tower, *J Sol Energy Eng*, Vol. 137 (3), 031009, 2015.
- [162] S. Nasirivatan, A. Kasaeian, M. Ghalamchi, M. Ghalamchi, Performance Optimization of Solar Chimney Power Plant Using Electric/Corona Wind, *J Electrostat*, Vol. 78, 22–30, 2015.

- [163] M. Ghalamchi, A. Kasaeian, M. Ghalamchi, A.H. Mirzahosseini, An Experimental Study on the Thermal Performance of a Solar Chimney with Different Dimensional Parameters, *Renew Energy*, Vol. 91, 477–83, 2016.
- [164] Y.Q. Guo, X.D. Xue, Q.S. Li, Z.A Li, Y. Si, K. Li, S. Mei, Experimental Study of Solar Chimney Power Plant System, Chinese Automation Congress Jinan, China, 7069-7073, 2017.
- [165] A.M. Rafiuddin, S.K. Sandeep Patel, Computational And Experimental Studies on Solar Chimney Power Plants for Power Generation in Pacific Island Countries, *Energy Convers Manage*, Vol. 149, 61–78, 2017.
- .K [166] Bashirnezhad, M. Kavyanpoora, S.A. Kebriyaeeb, A. Moosavic, The Experimental Appraisalment of The Effect Of Energy Storage On The Performance Of Solar Chimney Using Phase Change Material, *Solar Energy*, *Solar Energy*, Vol. 169, 411–423, 2018.
- [167] A. Bejalwar, P. Belkhode, Analysis of Experimental Setup of a Small Solar Chimney Power Plant, *Procedia Manufacturing*, Vol. 20, 481-486, 2018.
- [168] R. Balijepalli, V.P. Chandramohan, K. Kirankumar, Development of a Small Scale Plant For A Solar Chimney Power Plan (SCPP): A Detailed Fabrication Procedure, Experiments and Performance Parameters Evaluation. *Renewable Energy*, *Renewable Energy*, Vol. 148, 247-260, 2020.
- [169] H. Derbal, Contribution à l'étude des Centrales de Puissance à Concentrateur Solaire pour la production d'énergie, Thèse de doctorat Alger, USTHB 2011.
- [170] O. Garcia–Valladares N. Velazquez, Numerical Simulation of Parabolic Trough Collector: Improvement Using Counter Flow Concentric Circular Heat Exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, 597-609, 2009.
- [171] A.M. Patnode, Simulation And Performance Evaluation of Parabolic Trough Solar Power Plants, Master Of Science Thesis, University Of Wisconsin, 2006.
- [172] A. M’Raoui, Etude Statistique Du Rayonnement Solaire A Alger, *Revue Des Energies Renouvelables*, Vol.14 (4), 637-648, 2011.
- [173] T.A. Stuetzle, Automatic Control of The 30 mwe SEGS VI Parabolic Trough Plant, Master Of Science Thesis, University Of Wisconsin, 2002.

- [174] F. Lippke, Simulation of the Part Load Behavior of a 30mwe SEGS Plant, Prepared for Sandia National Laborato-Ries, Albuquerque, NM, SAND 95-1293, June 1995.
- [175] Y. Marif, Etude De l'efficacité Optique Et Thermique d'un Concentrateur Solaire Cylindro-Parabolique, Revue Des Ener-Gies Renouvelables, Vol. 16 (4), 679-689, 2013.
- [176] M. Günther, M. Joemann, S. Csambor, Chapter 5 Parabolic Trough Technology, Adv. CSP Teach. Mater 106, 2011.
- [177] T.E. Boukelia, M.S. Mecibah, B.N. Kumar, K.S. Reddy, Optimization, Selection and Feasibility Study of Solar Parabolic Trough Power Plants for Algerian Conditions, Energy Convers. Manag, Vol. 101, 450–459, 2015.
- [178] R.P. Praveen, M.A. Baseer, A.B. Awan, M. Zubair, Performance Analysis and Optimization of a Parabolic Trough Solar Power Plant in the Middle East Region, Energies, Vol. 11, (4), 1–18, 2018.
- [179] J. Freeman, Introduction to The system Advisor Model (SAM), 2020.
- [180] A. Mawire, M. Mcpherson, Experimental Characterization of A Thermal Energy Storage System Using Temperature and Power Controlled Charging, J. Renewable Energy, Vol. 33, 682-693, 2008.
- [181] M.A. Dos Santos Bernardes, Technische, Ökonomische Und Ökologische Analyse Von Aufwindkraftwerken. Phd, Stuttgart University, Stuttgart, 2004.
- [182] M.A. Dos Santos Bernardes, Solar Chimney Power Plants–Developments and Advancements, Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais – CEFET-MG Brazil, ISBN 978-953-307-052-0, 432, 2010.
- [183] M.A. Dos Santos Bernardes, X. Zhou, Strategies for Solar Updraft Tower Power Plants Control Subject to Adverse Solar Radiance Conditions. Solar energy, Vol. 98, Part A, 34-41, 2013.
- [184] J.P. Pretorius, Solar Tower Power Plant Performance Characteristics, Thesis Presented at The University of Stellenbosch, April 2004.
- [185] M.A. Dos Santos Bernardes, Preliminary Stability Analysis of the Convective Symmetric Converging Flow Between Two Nearly Parallel Stationary Disks Similar to a Solar Updraft Power Plant Collector, Sol. Energy, Vol. 141, 297–302, 2017.

- [186] M.A. Dos Santos Bernardes, Correlations for the Symmetric Converging Flow and Heat Transfer Between Two-Nearly Parallel Stationary Disks Similar To A Solar Updraft Power Plant Collector, *Solar Energy*, Vol 146, 309–318, 2017.
- [187] P.W. Egolf, B. Frei, R. Furter, Thermodynamics of Moist Air: Contribution to Error Estimates. *Appl Therm Eng*, Vol 20, 1-19, 2000.
- [188] ASHRAE Fundamentals Handbook (SI), Psychrometrics, Chapter 6.8.
- [189] Blair, System Advisor Model (SAM) General Description (Version 2017.9.5), NREL/TP-6A20-70414, 2017.
- [190] K. Ikhlef & S. Larbi, Analyse technique de l'apport solaire de la centrale thermique hybride solaire-gaz de Hassi R'Mel (SPPI), *Revue des Energies Renouvelables* Vol. 21 N°1 (2018) 27-36
- [191] N. Yassaa, CDER, Potentiel ENR en Algérie, *Bulletin des énergies renouvelables EISSN/ISSN 1112-3850, N°27, 2062-2002, 2013.*
- [192] Ministre De l'Energie Et Des Mines. Projet Centrale Hybride Solaire Gaz De 150 MW. <https://www.energy.gov.dz/?rubrique=energies-nouvelles-renouvelables-et-maitrise-de-lrenergie>, (Consulté le 10-05-2021).
- [193] N. El Gharbi, La Centrale Hybride De Hassi r'mel, Vol. 21, 2011.
- [194] A. Benidir, Calcul Energétique De l'installation Hybride Thermique pour La Production d'électricité, Thèse de doctorat, pp 24-26, 2013.
- [195] Centrale Electrique Mixte De Hassi R'Mel, See https://fr.wikipedia.org/wiki/Centrale_%C3%A9lectrique_mixte_de_Hassi_R%27Mel, 2011. (Consulté le 10-03-2021).
- [196] F. Khaldi, Energy And Exergy Analysis Of The First Hybrid Solar-Gas Power Plant in Algeria, *Proceedings of ECOS, Cost, Optimization, Simulation, and Environmental Impact of Energy Systems. PERUGIA, ITALY, JUNE 26-29, 2012.*
- [197] E. Bellini, En Algérie, l'appel d'offres De 50 MW Pour Les Projets Hybrides Se Termine Avec l'offre La Plus Basse De 0,10€/Kwh, See <https://Www.Pv-Magazine.Fr/2019/08/16/En-Algerie-Lappel-Doffres-De-50-Mw-Pour-Les-Projets-Hybrides-Se-Termine-Avec-Loffre-La-Plus-Basse-De-010e-Kwh/>; 2019.

- [198] K. Harald, Solarthermal Power Generation, Potential In Algeria & Hassi R'Mel Project, Renewable Energy Department, Lahmeyer International GmbH, Solar Energy, Weltmesse Für Erneuerbare, Energien, Berlin, 2008.
- [199] A. McMahan, S.A. Klein, D.T. Reindl, A Finite-Time Thermodynamic Framework for Optimizing Solar-Thermal Power Plants, Journal Sol. Energy Eng, Vol. 129 (4), 355-362, 2007.
- [200] J. Michael, Wagner and Paul Gilman. Technical Manual For The SAM Physical Trough Model, NREL 5500-51825, 2011.
- [201] K. Ikhlef, S. Larbi, Analyse Technique De l'apport Solaire De La Centrale Thermique Hybride Solaire-Gaz De Hassi R'Mel (SPPI), Revue of Renewable Energies, Vol. 21 (1), 27-6, 2018.
- [202] Nuclear Energy Agency/International Energy Agency/Organization For Economic Cooperation And Development Projected Costs Of Generating Electricity, 2005.
- [203] OECD Development Center, African Economic Outlook, Structural Transformation And Natural Resources, 2013.
- [204] J. Kiusalaas, Numerical Methods in Engineering with Python 3. 3rd Edition.
- [205] S.H. Hammadi. Solar Updraft Tower Power Plant with Thermal Storage, Basrah Journal For Engineering Science, Vol. 9 (1), 9-16, 2009.
- [206] Climate-Data. Isparta Climat (Turquie). <https://fr.Climate-Data.Org/Asie/Turquie/Isparta/Isparta-2032/>.
- [207] Pxgroup. Fiche Technique Sur l'acier Inoxydable. <https://www.pxgroup.com/sites/default/files/304-L-1.4306.pdf>, 2020.
- [208] Energieplus. Conductivité Thermique Des Matériaux (Λ). October 26. <https://energieplus-lesite.be/donnees/enveloppe44/enveloppe2/conductivite-thermique-des-materiaux/>. 2007.
- [209] C. Pompeo, C. Gueret. Conductivité Thermique Des matériaux, Enveloppes Légères et Transferts Division Hygrothermique des Ouvrages, Version Décembre, 2000.
- [210] Solar Electric Generating System IX Technical Description, LUZ International Limited, 1990.

- [211] M. Wolfgang, Solar energy conversion and photo energy systems, Vol. 4 parabolic trough collectors, EOLSS.
- [212] A. Trad, Z. Belgrounand, A. M. Djebiret, Effect of wind speed on the efficiency of the integrated solar combined cycle power plants SPPI in Algeria, *Revue des Energies Renouvelables*, Vol. 16 (4), 691-708, 2013.
- [213] N. Caldes, M. Varela, M. Santamaria, R. Saez, Economic impact of solar thermal electricity deployment in Spain, *Energy Policy*, Vol. 37, 1628-36, 2009.
- [214] H. Nezammahalleh, F. Farhadi, M. Tanhaemami, Conceptual design and techno-economic assessment of integrated solar combined cycle system with DSG technology, *Sol Energy*, Vol. 84, 1696-705, 2010.
- [215] J. Hernandez-Moro, J.M. Martinez-Duart, Analytical model for solar PV and CSP electricity costs: Present LCOE values and their future evolution, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 20, 119-132, 2013.
- [216] M. Liu, N.H. Steven Tay, S. Bell, M. Belusko, R. Jacob, G. Will, W. Saman, F. Bruno, Review on concentrating solar power plants and new developments in high temperature thermal energy storage technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 53, 1411-1432, 2016.
- [217] B.N. Desai, S. Bandyopadhyay. Optimization of concentrating solar thermal power plant based on parabolic trough collector; *Journal of Cleaner Production*, Vol. 89, 262-271, 2015.
- [218] F.J. Hurtado, A.S. Kaiser, B. Zamora, Evaluation of the influence of soil thermal inertia on the performance of a solar chimney power plant, *Energy*, Vol. 47, 213-224, 2012.
- [219] A. Dowtherm, The Dow Chemical Company, Heat Transfer Fluid: Product Technical Data. Internet 2015. Available From: [Http://Msdsearch.Dow.Com/PublishedliteratureDowcom/Dh_0030/0901b803800303cd.Pdf?Filepath=/Heattrans/Pdfs/Noreg/176-01337.Pdf&Frompage=Getdoc](http://Msdsearch.Dow.Com/PublishedliteratureDowcom/Dh_0030/0901b803800303cd.Pdf?Filepath=/Heattrans/Pdfs/Noreg/176-01337.Pdf&Frompage=Getdoc), 2015.
- [220] D. Laing, W.D. Steinmann, R. Tamme, C. Richter, Solid Media Thermal Storage for Parabolic Trough Power Plants. *Sol Energy*, Vol. 80, 1283–9, 2006.
- [221] D. Barlev, R. Vidu, P. Stroeve, Innovation in Concentrated Solar Power, *Sol Energy Mater Sol Cells*, Vol. 95, 2703–25, 2011.

- [222] Pilkington Solar International GmbH. Survey of Thermal Energy Storage for Parabolic Trough Power Plants. Period Of Performance: September 13, 1999 - June 12, 2000. Cologne, Germany: NREL, 2000.
- [223] S.M. Hasnain, Review on Sustainable Thermal Energy Storage Technologies, Part I: Heat Storage Materials and Techniques. *Energy Convers Manag*, Vol. 39, 1127–38, 1998.
- [224] B. Zalba, J.M. Marín, L.F. Cabeza, H. Mehling, Review on Thermal Energy Storage with Phase Change: Materials, Heat Transfer Analysis and Applications. *Appl Therm Eng*, Vol. 23 251–83, 2003.
- [225] R. Tamme, D. Laing, W.D. Steinmann, T. Bauer, Thermal Energy Storage, *Encycl Sustain Sci Technol* 1–27, 2012.
- [226] M. Felderhoff, B. Bogdanović, High Temperature Metal Hydrides as Heat Storage Materials for Solar and Related Applications, *Int J Mol Sci*, Vol. 10, 325–44, 2009.
- [227] M. Felderhoff, R. Urbanczyk, S. Peil, Thermochemical Heat Storage for High Temperature Applications – A Review, *Green*, Vol. 3 (2), 113-123, 2013.
- [228] P. Pardo, A. Deydier, Z. Anxionnaz-Minvielle, S. Rougé, M. Cabassud, P. Cognet, A Review on High Temperature Thermochemical Heat Energy Storage, *Renew Sustain Energy Rev*, Vol. 32, 591–610, 2013.
- [229] W.E. Wentworth, E. Chen, Simple Thermal Decomposition Reactions for Storage of Solar Thermal Energy, *Sol Energy*, Vol. 18, 205–214, 1976.
- [230] Eurotrough Project. Final Public Report, European Commission Contract No. JOR3-CT98-00231, Sevilla/Almería/Brussels, 2001.

Annexes



Tableau A.1. Matériaux de stockage à chaleur sensible.

| | Cp kJ / kg K | ρ kg / m ³ | λ W / m K | Coût € / kg | Références |
|---------------------------|-----------------|-------------------------------|----------------------|----------------|------------|
| Matériaux liquides | | | | | |
| Huile minérale | 2,6 | 770 | 0,12 | 0,27 | [24-81] |
| Huile synthétique | 2,3 | 900 | 0,11 | 2,71 | [24-81] |
| Dowtherm A | 2,2 | 867 | 0,12 | - | [81-219] |
| Huile de silicone | 2,1 | 900 | 0,1 | 4,52 | [24-81] |
| Sels de nitrite | 1,5 | 1825 | 0,57 | 0,90 | [24-81] |
| Sodium liquide | 1,3 | 850 | 71 | 1,81 | [24-81] |
| Sels de nitrate | 1,6 | 1870 | 0,52 | 0,63 | [85] |
| Sels de carbonate | 1,8 | 2100 | 2 | 2,17 | [24-81] |
| Sel de lithium liquide | 4,19 | 510 | 38,1 | - | [81] |
| Matériaux solides | | | | | |
| Roches | 1,3 | 1700 | 1 | 0,14 | [24-81] |
| Fonte | 0,56 | 7200 | 37 | 0,9 | [24-81] |
| Béton armé | 0,85 | 2200 | 1,5 | 0,05 | [220] |
| NaCl (solide) | 0,85 | 2160 | 7 | 0,14 | [24-81] |
| Acier moulé | 0,6 | 7800 | 40 | 4,52 | [24-81] |
| Briques réfractaires | 1 | 1820 | 1,5 | 0,9 | [24-81] |
| Céramiques techniques | 1,15 | 3000 | 5 | 1,81 | [24-81] |

Tableau A.2. Matériaux de stockage à chaleur latente (>300°C).

| | Température de fusion (°C) | Chaleur latente (kJ/kg) | Conductivité thermique (solide) (W/m.K) | Masse volumique (liquide) (kg.m ³) | Chaleur spécifique (liquide) (kJ/kg) | Densité énergétique (kWh/m ³) | Coût du matériau (€/kg) | Coût du matériau (€/kWh _t) | Références |
|--|----------------------------|-------------------------|---|--|--------------------------------------|---|-------------------------|--|----------------|
| NaNO ₃ | 307 | 174 | 0,5 | 2260 | | 125 | 0,2 | 3,3 | [81, 220, 221] |
| NaOH+NaCl+Na ₂ CO ₃ (77,2-16,2-6,6) % mol | 318 | 290 | | | | | | | [81] |
| KNO ₃ -KCl | 320 | 74 | 0,5 | 2100 | | | | | [221] |
| LiCl+BaCl ₂ +KCl (54,2-6,4-39,4) % mol | 320 | 170 | | | | | | | [81] |
| KNO ₃ | 333-336 | 266 | 0,5 | 2110 | | 156 | 0,2 | 3,7 | [81, 222, 221] |
| Zn+Mg (52-48) % mol | 340 | 180 | | | | | | | [81] |
| LiCl+KCl (58-42) % mol | 348 | 170 | | | | | | | [81] |
| Na ₂ O ₂ | 360 | 314 | | | | | | | [223] |
| KOH | 380 | 149,7 | 0,5 | 2044 | | 85 | 0,9 | 21,7 | [24, 224] |
| MgCl ₂ +KCl+NaCl | 380 | 400 | | 1800 | | | | | [24, 224] |
| Zn | 419 | 112 | 100 | 6760 | 0,48 | | | | [225] |
| LiOH+LiF (50-50) %m | 427 | 512 | | | | | | | [223] |

| | | | | | | | | | |
|---|---------|---------|---------|------|---------|--|-----|------|--------------------|
| MgCl+NaCl (38,5-61,5) %m | 435 | 328 | | 2160 | | | | | [224] |
| Na ₂ CO ₃ +Li ₂ CO ₃ (56-44) %m | 487 | 368 | 2,11 | | | | | | [81] |
| NaCl+CaCl ₂ (33-67) %m | 500 | 281 | 1,02 | | | | | | [81] |
| NaCO ₃ +BaCO ₃ +MgO | 500-850 | 415,4 | 5 | 2600 | | | 1,8 | 15,4 | [24, 222, 221] |
| K ₂ CO ₃ +Li ₂ CO ₃ (65-35) %m | 505 | 345 | | 1960 | 1,8-2,3 | | | | [225] |
| KC ₁ O ₄ | 527 | 1253 | | 1800 | | | | | [223] |
| LiBr | 550 | 203 | | | | | | | [81] |
| AlSi ₁₂ | 576 | 560 | 160 | 2700 | | | | | [24, 221] |
| AlSi ₂₀ | 585 | 460 | | | | | | | [24, 221] |
| LiF+NaF+CaF ₂ (35,1-8,4-26,5) %m | 615 | | | 2820 | | | | | [224] |
| Al | 660 | 398 | 211-250 | 2380 | 1,18 | | | | [225, 81] |
| LiH | 699 | 2678 | | | | | | | [223] |
| MgCl ₂ | 714 | 452 | | 2140 | | | | | [24, 81, 221, 224] |
| LiF+CaF ₂ (80,5-19,5) %m | 767 | 790 | 1,7 | 2100 | 1,84 | | | | [221, 24] |
| NaCl | 800-802 | 466-492 | 5 | 2160 | | | 0,1 | 1,1 | [24, 81, 221, 224] |
| Na ₂ CO ₃ | 854 | 275,7 | 2 | 2533 | | | 1,1 | 2,3 | [24, 81, 221, 224] |

Tableau A.3. Matériaux de stockage thermochimique Solide/Gaz (>300°C).

| | Réaction | Enthalpie de réaction (kJ/mol) | Entropie de réaction (J.mol/K) | Température d'équilibre (p=1 bar) (°C) | Densité énergétique (kWh/m ³) | Références |
|-------------------------------|--|--------------------------------|--------------------------------|--|---|---------------------|
| Hydruure métallique | metalxH ₂ +ΔHr↔metalyH ₂ +(x-y) H ₂ | - | - | 200-350 | - | [24, 81, 221, 226] |
| Hydroxyde de magnésium | Mg(OH) ₂ (s) +ΔHr↔Mg(s)+H ₂ O(g) | 80,0 | 152,5 | 250-400 | 900 | [24, 81, 221, 225] |
| Hydruure de magnésium | MgH ₂ (s)+ΔHr↔Mg(s)+H ₂ (s) | 75-79 | | 300-450 | 1178 | [225, 81, 227, 228] |
| Chlorure d'ammonium | NH ₄ Cl(s)+ΔHr↔NH ₃ (g)+HCl(g) | 176,1 | 284,5 | 346,0 | 1400 | [229] |
| Carbonate de magnésium | MgCO ₃ (s)+ΔHr↔MgO(s)+CO ₂ (g) | 117,2 | 174,9 | 396,7 | 1142 | [229] |
| Bromure d'ammonium | NH ₄ Br(s)+ΔHr↔NH ₃ (g)+HBr(g) | 188,3 | 276,1 | 408,8 | 1297 | [229] |
| Hydroxyde de calcium | Ca(OH) ₂ (s)+ΔHr↔CaO(s)+H ₂ O(g) | 104,4 | 134,16 | 505,0 | 783 | [24, 81, 221, 225] |
| Dioxyde de manganèse | MnO ₂ (s)+ΔHr↔½Mn ₂ O ₃ (s)+¼O ₂ (g) | 42,0 | | 530,0 | 675 | [81] |

| | | | | | | |
|-------------------------------|---|---------|-------|--------|--------|--------------------|
| Dioxyde de potassium | $\text{KO}_2(\text{s}) + \Delta\text{Hr} \leftrightarrow \frac{1}{2}\text{K}_2\text{O}(\text{s}) + \frac{3}{4}\text{O}_2(\text{g})$ | 101,0 | | 668,0 | 844 | [225] |
| Carbonate de calcium | $\text{CaCO}_3(\text{s}) + \Delta\text{Hr} \leftrightarrow \text{CaO}(\text{s}) + \text{CO}_2(\text{g})$ | 170-180 | 160,5 | 820,0 | 1359 | [24, 81, 221, 225] |
| Oxyde de sodium | $\text{Na}_2\text{O}(\text{s}) + \Delta\text{Hr} \leftrightarrow 2\text{Na}(\text{g}) + \frac{1}{2}\text{O}_2(\text{g})$ | 633,3 | 337,0 | 1606,2 | 6442 | [229] |
| Sulfate de calcium | $\text{CaSO}_4(\text{s}) + \Delta\text{Hr} \leftrightarrow \text{CaO}(\text{s}) + \text{SO}_3(\text{g})$ | 402,4 | 187,6 | 1871,8 | 1904 | [229] |
| Carbonate de sodium | $\text{Na}_2\text{CO}_3(\text{s}) + \Delta\text{Hr} \leftrightarrow \text{Na}_2\text{O}(\text{s}) + \text{CO}_2(\text{g})$ | 321,4 | 147,7 | 1903,4 | 2139 | [229] |
| Sulfate de lithium | $\text{Li}_2\text{SO}_4(\text{s}) + \Delta\text{Hr} \leftrightarrow \text{Li}_2\text{O}(\text{s}) + \text{SO}_3(\text{g})$ | 443,4 | 179,5 | 2197,2 | 2487 | [229] |
| Carbonate de potassium | $\text{K}_2\text{CO}_3(\text{s}) + \Delta\text{Hr} \leftrightarrow \text{K}_2\text{O}(\text{s}) + \text{CO}_2(\text{g})$ | 393,5 | 152,3 | 2310,6 | 3290 | [229] |
| Oxyde de lithium | $\text{Li}_2\text{O}(\text{s}) + \Delta\text{Hr} \leftrightarrow 2\text{Li}(\text{g}) + \frac{1}{2}\text{O}_2(\text{g})$ | 906,0 | 341,9 | 2376,6 | 16 929 | [229] |
| Sulfate de sodium | $\text{Na}_2\text{SO}_4(\text{s}) + \Delta\text{Hr} \leftrightarrow \text{Na}_2\text{O}(\text{s}) + \text{SO}_3(\text{g})$ | 573,4 | 179,5 | 2920,7 | 2 982 | [229] |
| Oxyde de magnésium | $\text{MgO}(\text{s}) + \Delta\text{Hr} \leftrightarrow \text{Mg}(\text{g}) + \frac{1}{2}\text{O}_2(\text{g})$ | 751,9 | 224,1 | 3082,2 | 18 552 | [229] |
| Oxyde de calcium | $\text{CaO}(\text{s}) + \Delta\text{Hr} \leftrightarrow \text{Ca}(\text{g}) + \frac{1}{2}\text{O}_2(\text{g})$ | 827,7 | 217,5 | 3532,0 | 13 735 | [229] |
| Sulfate de potassium | $\text{K}_2\text{SO}_4(\text{s}) + \Delta\text{Hr} \leftrightarrow \text{K}_2\text{O}(\text{s}) + \text{SO}_3(\text{g})$ | 675,3 | 174,6 | 3593,9 | 2 863 | [229] |

* Densité énergétique du solide réactif lorsqu'il est dans sa forme (S₁), part chimique uniquement.

Tableau B.1. Caractéristiques du collecteur solaire cylindro-parabolique Euro Through [230]

| | |
|---|---|
| Fabricant | The independent consultant Fichtner Solar GmbH (Germany) and the research laboratory CRES (Greece). |
| Température d'opération | 100 – 500 °C |
| Dimension du collecteur | 148,5 m x 5,5 m |
| Réflecteur | 72 panneaux de verre, réflectivité : 0,94 |
| Longueur du point focal | 1,71 m |
| Taux concentration | 75 |
| Surface d'ouverture | 816,75 m ² |
| Poids de la structure et des pylônes en acier, par m² d'ouverture | 18.5 kg |
| Récepteur | <p>Diamètre de l'absorbeur : 66 mm, Longueur : 4,1 m composée de 36 tubes</p> <p>- Couche sélective en Cermet : Absorbance : 0,96 Émissivité : 0,14 à 350 °C</p> <p>- Couche sélective en Black Chrome : Absorbance : 0,91 Émissivité : 0,24 à 300 °C</p> <p>Diamètre de l'enveloppe en verre : 115 mm, Pyrex couche anti réfléchive : Transmissivité : 0,95</p> |

Production Scientifique



Production Scientifique

I/- Publications Internationales (Revue):

1. **K. IKHLEF, S. LARBI** (2018), Techno-Economic Aspect Analysis of Solar Chimney Power Plants. **International Journal of Scientific Research & Engineering Technology (IJSRET)**, Vol. 6, Issue 2, pp. 54-59.
2. **K. IKHLEF, S. LARBI** (2019), Simulation of Electricity Production by a Solar Tower Power Plant with Thermal Storage System in Algeria. **International Journal of Control, Energy and Electrical Engineering (CEEE)**, Vol. 8, pp. 7-10.
3. **K. IKHLEF, S. LARBI** (2019), Energy Performance Analysis of a Solar Chimney Power Plant with and without Thermal Storage System. **International Journal of Control, Energy and Electrical Engineering (CEEE)**, Vol. 11, Issue 1, pp. 1-7.
4. **K. IKHLEF, I. ÜÇGÜL, S. LARBI, S. OUCHENE** (2020), Performance Estimation of a Solar Chimney Power Plant (SCPP) in Several Regions of Turkey. Paper accepted for publication in **Journal of Thermal Engineering (JTEN)**. To be published in January 2022, Vol. 8, Issue 1.
5. **K. IKHLEF, S. LARBI** (2020), Techno-economic optimization for implantation of parabolic trough power plant: case-study of Algeria. (AIP), **Journal of Renewable and Sustainable Energy (JRSE)**, Vol. 12, Issue 6, doi: 10.1063/5.0013699.

- **Informations sur la revue scientifique** : Journal of Renewable and Sustainable Energy.
- **Auteurs, Intitulé de l'article** : K. IKHLEF, S. LARBI, « *Techno-economic optimization for implantation of parabolic trough power plant: case-study of Algeria* ».
- **Nom de la revue, N° du volume, pages, année, édition** : Journal of Renewable and Sustainable Energy, Vol. 12, Issue 6, 2020, doi: 10.1063/5.0013699, 2020, AIP Publisher, USA.
- **Catégorie** : A
- **ISSN** : 1941-7012
- **E-ISSN**: 1941-7012
- **Impact Factor (JCR)** : 1.575
- **Thomson Reuters, (Année)**: WEB OF SCIENCE, 2020.

II/- Publications Nationales (Revue):

1. **K. IKHLEF, S. LARBI** (2018), Analyse technique de l'apport solaire de la centrale thermique hybride solaire-gaz de Hassi R'Mel (SPPI). *Revue des Energies Renouvelables*, Vol. 21, N°1, pp. 27–36.

III/- Communications Internationales:

1. H. DERBAL, A. MRAOUI, **K. IKHLEF**, L.A. TABAROURET, Étude Comparative de la Production d'Hydrogène par les Centrales Solaires à Concentration Cylindro-Parabolique et Photovoltaïque. International Symposium on Sustainable Hydrogen ISSH2'2016, October 5-6, Algiers, Algeria, **2016**.
2. **K. IKHLEF**, S. LARBI, Techno-Economic Aspect Analysis in the Design of Solar Chimney Power Plants. 5th International Conference on Green Energy and Environmental Engineering (GEEE-2018), April 18-30, Sousse, Tunisia, 2018. Proceedings of Engineering and Technology – PET. Vol. 37 pp. 30-33, ISSN: 1737-9334, **2018**.
3. **K. IKHLEF**, S. LARBI, Contribution to Modeling and Optimization of a Concentrating Solar Power Plant using Parabolic Concentrator in Algeria. International Conference on Advanced Engineering Research 2018, November 5-8, Istanbul, Turkey, **2018**.
4. **K. IKHLEF**, S. LARBI, Étude technico-économique de la production d'électricité par une centrale solaire à concentrateur Cylindro-parabolique en Algérie. International Conference on Advanced Mechanics and Renewable Energies ICAMRE2018, November 28-29, Boumerdes, Algeria, **2018**.
5. **K. IKHLEF**, S. LARBI, Simulation of Electricity Production by a Solar Tower Power Plant with Heat Storage System in Algeria. 6th International Conference on Green Energy and Environmental Engineering GEEE-2019, April 27-29, Tabarka, Tunisia, **2019**. Proceedings of Engineering and Technology – PET. Vol. 49 pp. 134-137, ISSN: 1737-9334, **2019**.
6. **K. IKHLEF**, S. LARBI. Energy Performance Analysis of a Solar Chimney Power Plant with and without Thermal Storage System. 6th International Conference on Automation, Control, Engineering and Computer Science (ACECS- 2019), 1-3 October, Istanbul, Turkey, **2019**. Proceedings of Engineering and Technology – PET. Vol. 53 pp. 20-26, ISSN: 1737-9334, **2019**.