

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

Badji-Mokhtar Annaba University
Université Badji-Mokhtar Annaba

جامعة باجي مختار عنابة



Faculté : Sciences de l'ingénierat
Département : Electrotechnique

Année : 2019/2020

THÈSE

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de Doctorat 3ème Cycle

Intitulé

Contribution à l'étude d'une production électrique hybride entre
Système de Concentration Solaire (SCS) et Panneaux Photovoltaïques (PV).

Option : Gestion des Énergies Multi-Sources

Par : MERAD Faycel

Directeur de Thèse : LABAR Hocine

Professeur Université Badji Mokhtar Annaba

Co. Directeur de Thèse : KELAIAIA Mounia Samira

Professeur Université Badji Mokhtar Annaba

Devant le Jury :

Président : OMEIRI Amar

Professeur

Université Badji Mokhtar Annaba

Examineurs : KELAIAIA Mounia Samira

Professeur

Université Badji Mokhtar Annaba

ADJABI Mohamed

Professeur

Université Badji Mokhtar Annaba

RAHMANI Lazhar

Professeur

Université de Setif

RADJELI Hamoud

Professeur

Université de Setif

ملخص

حفزت الحاجة وتغير المناخ والتنمية المستدامة إلى مصادر بديلة للطاقة و التقدم التكنولوجي في قطاع توليد الكهرباء. ومع ذلك ، إذا أردنا تحقيق هدف خفض انبعاثات ثاني أكسيد الكربون ، فيجب علينا الإسراع في تطوير تقنيات الطاقة المتجددة. و ذلك من خلال دراسة الألواح الشمسية وأنظمة التركيز ونماذج تخزين الهيدروجين الصلب لفهم سلوك كل تقنية وكيف تخدم صهاريج تخزين الهيدروجين الطاقة المتجددة. في هذه الدراسة، تم اقتراح تصميم جديد لمركز الطاقة الشمسية على حامل السائل الحراري.

تم إجراء اختبار حقيقي للمركز في مدينة عنابة بالجزائر. من البيانات المتحصل عليها خلال التجارب، نحصل على المعادلة النموذجية لتسخين السائل، وهي دالة لزاوية الفتح والإشعاع وزمن المراقبة. أظهرت النتائج أن زاوية الفتح المثلى تتزايد من فعالية جهاز التحكم المرن. يعتمد هذا البحث على زاوية فتح المساحة العاكسة، والتي تتيح شكل أسطواني مكافئ مرن ، على عكس التصميم التقليدي ، والذي يستخدم مجمعات الطاقة الشمسية الثابتة أو المرايا الناعمة مثل SOLABOLIC ، وهو تصميم يستخدم مرايا ناعمة لضبط الأشعة الشمسية التي تم التقاطها على جهاز الامتصاص ، بينما يستخدم التصميم المقترح بنية مرنة لزيادة درجة الحرارة الممتصة. تتم مقارنة نظام التحكم المقترح مع SAM لأنه نموذج تقدير قريب جداً من الواقع.

Abstract

The need for alternative energy sources, climate change and sustainable development have stimulated technological progress in the energy sector. However, if we want to achieve the objective of reducing carbon dioxide emissions, we must accelerate the development of these technologies for clean energy. Learn more about solar panels, concentration systems and solid hydrogen storage models to understand the behavior of each technology and how hydrogen storage tanks serve renewable energy. In this study, a new PTC sensor design was proposed, which uses a simple mirror cursor to support the parabolic trough.

A real implementation test was carried out in the city of Annaba, Algeria. From the data, we obtain the model equation of the fluid heating at the focus, as a function of the opening angle, irradiation and observation time. The results show that the optimal opening angle evaluates the effectiveness of the flexible controllable PTC device. This research is based on the opening angle of the reflective surface, which allows a flexible parabolic trough shape, unlike the traditional design, which uses fixed solar collectors or flexible mirrors such as SOLABOLIC, which is a CSP design uses flexible mirrors to adjust the solar rays captured on the absorber, all faithfully the proposed design uses a flexible CSP structure to increase the absorbed temperature. The proposed control system is compared to SAM, because it is an estimation model very close to reality.

Résumé

Le besoin de sources d'énergie alternatives, le changement climatique et le développement durable, ont stimulé les progrès technologiques dans le secteur de l'énergie. Toutefois, si nous voulons atteindre l'objectif de réduction des émissions de dioxyde de carbone, nous devons accélérer le développement de ces technologies pour une énergie propre. Apprenez-en plus sur les panneaux solaires, les systèmes de concentration et les modèles de stockage d'hydrogène solide pour comprendre le comportement de chaque technologie et la manière dont les réservoirs de stockage d'hydrogène servent l'énergie renouvelable. Dans cette étude, une nouvelle conception de capteur PTC a été proposée, qui utilise un simple curseur en miroir pour prendre en charge le creux parabolique.

Un véritable test de mise en œuvre a été réalisé dans la ville d'Annaba, en Algérie. À partir des données, on obtient l'équation modèle du chauffage du fluide au foyer, fonction de l'angle d'ouverture, de l'irradiation et du temps d'observation. Les résultats montrent que l'angle d'ouverture optimal évalue l'efficacité du dispositif contrôlable flexible PTC. Cette recherche est basée sur l'angle d'ouverture de la surface réfléchissante, ce qui permet une forme cylindro-parabolique flexible, contrairement à la conception classique, qui utilise des capteurs solaires fixes ou des miroirs souples comme SOLABOLIC, qui est une conception de CSP utilise des miroirs souples pour ajuster les rayons solaires capturées sur l'absorbeur, tout fois la conception proposée utilise une structure de CSP souple afin d'augmenter la température absorbée. Le système de contrôle proposé est comparé à SAM, car il est un modèle d'estimation très proche de la réalité.

Remerciements

Je tiens à exprimer mes profonds remerciements à mon directeur de recherche, professeur à l'Université Badji-Mokhtar Annaba, Monsieur **LABAR Hocine** et à mon co-directeur de recherche, professeur à l'Université Badji-Mokhtar Annaba, **KELAIAIA Mounia Samira** pour l'aide qu'ils m'ont apportée pour leur patience et leurs encouragements. Je remercie tous les membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à mon travail **OMEIRI Amar**, professeur à l'université Badji-Mokhtar Annaba pour m'avoir fait l'honneur de présider le jury de thèse, **ADJABI Mohamed** professeur à l'Université Badji-Mokhtar Annaba, **RAHMANI Lazhar** et **RADJELI Hamoud** professeur à l'Université de Setif, pour avoir accepté d'être les examinateurs de la thèse, pour l'intérêt qu'ils y ont porté, et pour les différentes remarques constructives dont ils ont fait preuve dans leur rapport.

Je voudrais également remercier tout le personnel de département d'électrotechnique, les enseignants, le personnel administratif mes collègues sans exception.

En particulier mes collègues **NECAIBIA Salah** et **DJELAILIA Okba** pour leurs suggestions utiles.

Enfin, un merci spécial à mes parents du fond de mon cœur. Ils ont été une source inestimable de force et de soutien. Je voudrais aussi adresser mes derniers mots de gratitude à ma famille qui m'a toujours aidé à atteindre mes objectifs.

Table des matières

Liste des tableaux	11
Liste des symboles.....	12
Introduction Générale	2
Chapitre I : Les énergies renouvelables.....	5
1.1 Introduction	6
1.2 Les panneaux photovoltaïques	6
1.3 L'énergie éolienne	11
1.4 Géothermique	16
1.5 Système de concentration solaire.....	19
1.6 Biomasse	24
1.7 Conclusion.....	26
Chapitre II : Modélisation de PV, CSP et le stockage solide de l'hydrogène	28
2.1 Introduction	Error! Bookmark not defined.
2.2 La cellule photovoltaïques	29
2.3 Modélisation de concentrateur solaire	33
2.4 Le stockage solide de l'hydrogène	50
2.5 Conclusion.....	57
Chapitre III : Modèle de système de concentration proposée.....	58
3.1 Introduction	59
3.2 Modélisation proposée et mise en œuvre du PTC flexible	60
3.3 La modélisation mathématique du CSP flexible	64
3.4 Calcul de l'angle d'ouverture optimale	68
3.5 Applications.....	70

3.6 Conclusion.....	76
Chapitre IV : Application de modèle proposée	77
4.1 Introduction	78
4.2 Système Énergétique du CSP	80
4.3 Méthodologie de travail	83
4.4 Système de contrôle proposé.....	88
4.5 Résultats et discussion	90
4.6 Conclusion.....	99
Conclusion Générale.....	100
Perspectives.....	101
Revue Internationale	102
Communications Internationales	103
Bibliographie	104

Listes des figures

<i>Figure 1. 1: principe de cellule solaire</i>	7
<i>Figure 1. 2 : Effet photovoltaïque d'une cellule solaire</i>	8
<i>Figure 1. 3: les cellules en silicium cristallin et les cellules en couche mince</i>	8
<i>Figure 1. 4: Configuration d'une centrale solaire photovoltaïque</i>	10
<i>Figure 1. 5 : Centrale photovoltaïque à grande échelle pour services publics</i>	10
<i>Figure 1. 6 : Centrale photovoltaïque à grande échelle pour services publics</i>	11
<i>Figure 1. 7: parc éolienne</i>	14
<i>Figure 1. 8: Composants d'éoliennes</i>	14
<i>Figure 1. 9: Capacité éolienne mondiale cumulée</i>	16
<i>Figure 1. 10: centrale géothermique</i>	18
<i>Figure 1. 11: développement de capacité géothermique</i>	19
<i>Figure 1. 12: Auge parabolique solaire</i>	21
<i>Figure 1. 13: Itinéraires de conversion de la biomasse</i>	26
<i>Figure 2. 1: schème d'un modèle a une diode</i>	31
<i>Figure 2. 2: Schéma d'un modèle Bishop</i>	32
<i>Figure 2. 3: Point de puissance maximale</i>	33
<i>Figure 2. 4: a. Le bilan énergétique unidimensionnel, b. le modèle de résistance thermique</i>	35
<i>Figure 2. 5: le support de tube absorbeur</i>	49
<i>Figure 2. 6: plan de la fixation du support du récepteur sur le tube absorbeur</i>	49
<i>Figure 2. 7: formation de l'hydrure métallique</i>	51
<i>Figure 2. 8: Courbe isotherme de pression d'hydrogène</i>	52
<i>Figure 2. 9: absorption ou désorption de l'hydrogène</i>	53
<i>Figure 2. 10: Structuration nanométrique d'une poudre d'hydrure de magnésium</i>	54
<i>Figure 2. 11: Schéma illustrant la dissociation de l'hydrogène</i>	55
<i>Figure 2. 12: assemblage des disques d'hydrure de magnésium</i>	56
<i>Figure 2. 13: absorption d'hydrogène</i>	57
<i>Figure 2. 14: désorbitions d'hydrogène</i>	57
<i>Figure 3. 1: Fonctionnement de la conception proposée.</i>	61

Figure 3. 2 : CSP flexible réalisé au laboratoire. _____	62
Figure 3. 3: Les températures, en fonction de l'irradiation, le temps et l'angle d'ouverture, pour : a. $\beta = 115^\circ$, b. $\beta = 124^\circ$, et c. $\beta = 150^\circ$. _____	63
Figure 3. 4: Variation de la température du fluide de transfert, en fonction du temps de la simulation, pour une. $\beta = 115^\circ$, b. $\beta = 124^\circ$, et c. $\beta = 150^\circ$. _____	64
Figure 3. 5: Variations de A et α , en fonction de l'irradiation G. _____	65
Figure 3. 6: variations de A et α , en fonction de l'angle d'ouverture β : a. A en fonction de β , b. α en fonction de β . _____	66
Figure 3. 7: erreurs de température du modèle proposé. ΔT _____	68
Figure 3. 8: T (G, β , t) G = 700 W / m ² , modèle mathématique. _____	69
Figure 3. 9 : angles d'ouverture optimale, β^* . _____	70
Figure 3. 10 : test irradiation, (W / m ²) _____	71
Figure 3. 11: Les températures dans le fluide de transfert, pour être commandé optimal (β^*) Et fixe ($\beta = 146^\circ$) PTC. _____	71
Figure 3. 12: système de production des concentrateurs solaire _____	72
Figure 3. 13: température absorbée, a./ avec $\beta=145^\circ$, b./avec $\beta=120^\circ$ _____	73
Figure 3. 14: Energie thermique pour la production électrique (MWt), a./ avec $\beta=145^\circ$, b./ avec $\beta=120^\circ$. _____	74
Figure 3. 15: Energie thermique de stockage (MWt), a./ avec $\beta=145^\circ$, b./ avec $\beta=120^\circ$. _____	75
Figure 3. 16: Puissance électrique produite (KW/h) _____	76
Figure 4. 1: Rankine cycle thermodynamique	79
Figure 4. 2: Schéma de centrale solaire à concentration	80
Figure 4. 3: paramètres géométriques de CSP	81
Figure 4. 4: La conception du CSP classique et proposé.....	82
Figure 4. 5: Trois angles d'ouverture de concentrateur.....	83
Figure 4. 6: la température absorbée pour les différentes angle d'ouverture de 400 et 1000W/m ²	84
Figure 4. 7: température absorbée contrôlée avec différent angle d'ouverture (124°, 115°) et éclairement (400, 1000 W/m ²).....	85
Figure 4. 8: température absorbée contrôlée avec différent angle d'ouverture (150°, 124°) et éclairement (790, 1000 W/m ²).....	86
Figure 4. 9: distribution de température dans l'absorbeur pour différentes position focal	87

<i>Figure 4. 10: organigramme du système de contrôle proposé</i>	<i>88</i>
<i>Figure 4. 11: DNI (W / m^2)</i>	<i>91</i>
<i>Figure 4. 12: température de HTF ($^{\circ} C$)</i>	<i>92</i>
<i>Figure 4. 13: L'angle d'ouverture β de la zone d'ouverture réfléchissante</i>	<i>94</i>
<i>Figure 4. 14: Conception proposée de CSP</i>	<i>95</i>
<i>Figure 4. 15: puissance thermique produite</i>	<i>96</i>
<i>Figure 4. 16: débit massique de HTF</i>	<i>96</i>
<i>Figure 4. 17: énergie thermique en stockage</i>	<i>97</i>
<i>Figure 4. 18: débit massique de HTF pour le stockage</i>	<i>98</i>

Liste des tableaux

<i>Tableau 1. 1: Caractéristiques des cellules cristallines et des cellules en couche mince</i>	9
<i>Tableau 2. 1: Nombre de Nusselt pour un flux laminaire annulaire avec flux de chaleur uniforme</i>	38
<i>Tableau 2. 2: Coefficients de transfert thermique et constantes pour chaque gaz annulaire</i>	41
<i>Tableau 2. 3 Estimations des termes d'efficacité optique efficace</i>	47
<i>Tableau 4. 1: Les données initiales</i>	83
<i>Tableau 4. 2: ressource solaire de la ville de Tucson</i>	91
<i>Tableau 4. 3: paramètres géométriques de Collecteur</i>	92
<i>Tableau 4. 4: paramètres de HTF</i>	92

Liste des symboles

E_W : Production d'énergie (Wh)

W : Nombre d'intervalle de vitesse de vent

A : La surface de gradin (m^2)

ρ : La densité de l'aire

$p(U_i)$: Probabilité d'intervalle de vent donnés

U_i : Vitesse de vent

Cp_i : Coefficient de puissance

h_1 : coefficient de transfert de chaleur a T_1 ($W/m^2 K$)

D_2 : le diamètre à l'intérieur de tube absorbeur (m)

T_2 : la température de la surface intérieure de tube absorbeur ($^{\circ}C$)

T_1 : température de fluide ($^{\circ}C$)

Nu_{D_2} : nombre de Nusselt basé sur D_2

K_1 : la conductance thermique de fluide a T_1 ($W/m K$)

f_2 : facteur de frottement pour la surface intérieure de tube absorbeur

Pr_1 : nombre de Prandtl a la température de fluide

Pr_2 : nombre de Prandtl a la température de la surface intérieure de tube

A_{cs} : section d'écoulement (m^2)

P_w : périmètre humide (m)

D_p : diamètre extérieur de tuyau d'insertion (m)

K_{23} : conductance thermique de l'absorbeur a la température moyenne ($W/m K$)

T_3 : température de la surface extérieure de l'absorbeur (K)

D_3 : Diamètre extérieur de l'absorbeur (m)

D_4 : diamètre de surface intérieure de l'enveloppe en verre (m)

h_{34} : coefficient de convection de transfert de chaleur pour gaz annulus a T_{34} (W/m² K)

b : coefficient d'interaction

λ : voie libre moyenne entre les collisions de molécules

a : coefficient d'accommodation

γ : le taux de la chaleur spécifique pour le gaz annulus

T_{34} : Température moyenne (°C)

P_a : pression de gaz annulus (mmHg)

δ : diamètre de molécule pour gaz annulus (cm)

σ : constante de Stefan-Boltzmann (W/m² K)

ε_3 : revêtement sélectif de l'absorbeur

ε_4 : L'émissivité de l'enveloppe en verre

h_{56} : coefficient de convection de transfert de chaleur (W/m² K)

Ra_{D3} : nombre de Rayleigh évalué à D_5

g : constante de gravité 9.81 (m/s²)

α_{56} : diffusivité thermique de l'air (m²/s)

ν_{56} : viscosité de l'aire (m²/s)

η_{abs} : l'efficacité optique effective à l'absorbeur

α_{abs} : l'absorptance de l'absorbeur

τ_{env} : transmittance de l'enveloppe en verre

\bar{h}_b : coefficient de convection moyenne de support (W/m² K)

P_b : périmètre de support (m)

K_b : coefficient de conduction (W/m K)

$A_{cs,b}$: minimum surface transversale de support (m²)

T_{base} : température de support (°C)

L_{abs} : longueur de l'absorbeur (m)

T_{ab} : température absorbée

F : distance focale

L : longueur de la distance focale

B : l'angle de l'ouverture

G : illumination

T_{max} : température maximum d'opération

M_{fr} : le flux massique de fluide

$M_{(f.s.C)}$: la masse de fluide dans réservoir froid

$M_{(f.s.H)}$: la masse de fluide dans réservoir chaud

Th_P : production thermique

$Th_{S,c}$: production thermique de stockage

Th_S : énergie thermique dans le stockage

t_f : le temps de la fin du champ solaire

Introduction Générale

L'énergie renouvelable est une source d'énergie inépuisable. Ils proviennent d'éléments naturels : le soleil, le vent, la cascade, les marées, la chaleur de la terre, la croissance des plantes ... Une énergie qui « coule » est composé d'une quantité de combustibles fossiles (pétrole, charbon, gaz naturel, uranium). Contrairement aux combustibles fossiles, l'utilisation de sources d'énergie renouvelables ne produit pratiquement aucun déchet ni aucune émission, c'est l'énergie du futur. Mais elles sont encore sous-utilisées par rapport à leur potentiel, ces sources d'énergie renouvelables ne représentant que 20% de la consommation mondiale d'électricité. L'énergie renouvelable présente de nombreux avantages, permet de lutter contre l'effet de serre, notamment la diminution des rejets de dioxyde de carbone dans l'atmosphère. Cela facilite également la gestion intelligente des ressources locales et la création d'emplois.

La plupart des techniques liés aux énergies renouvelables dans le bouquet énergétique mondial continue de croître, en particulier dans le secteur de l'énergie électrique. Plusieurs raisons expliquent cette tendance, principalement imputable à plusieurs défis mondiaux. Ces défis, notamment le besoin de sources d'énergie alternatives, le changement climatique et le développement durable, ont stimulé les progrès technologiques des énergies renouvelables dans le secteur de l'énergie électrique. Toutefois, si nous voulons atteindre l'objectif de réduction des émissions de dioxyde de carbone, nous devons accélérer le développement de ces technologies pour une énergie propre. La modélisation de système hybride étudié dans ce travail (les panneaux solaires, les systèmes de concentration et les modèles de stockage d'hydrogène solide) permet de comprendre le comportement de chaque technologie et la manière dont les réservoirs de stockage d'hydrogène servent l'énergie renouvelable.

Dans cette étude, une nouvelle conception de capteur PTC a été proposée. L'angle d'ouverture de collecteur est contrôlable, ce qui rend la conception flexible et adaptable aux demandes d'énergie thermique et électrique. Un véritable test de mise en œuvre a été réalisé dans Laboratoire Electrotechnique d'Annaba (LEA), en Algérie. Les données de température de l'absorbeur pour différents éclairages et angles d'ouverture sont collectées. À partir des données, on obtient l'équation modèle de la quantité de

chaleur concentrée au foyer, qui est en fonction de l'angle d'ouverture, de l'irradiation et du temps d'observation. La technique de raccordement (Fitting) est utilisée pour calculer le modèle mathématique de la conception proposée. Les résultats montrent que l'angle d'ouverture optimal (qui entraînant une augmentation très importante dans l'énergie thermique absorbée) dépend du rayonnement. Le modèle proposé est utilisé pour résoudre deux problèmes : a) calculer l'angle d'ouverture optimal d'un PTC fixe conventionnel nouvellement installé sur la base de l'irradiation attendue, et b) évaluer l'efficacité du dispositif contrôlable flexible PTC.

Cette recherche est basée sur l'angle d'ouverture de la surface réfléchissante, ce qui permet une forme cylindrique parabolique flexible, contrairement à la conception classique, qui utilise des capteurs solaires fixes ou des miroirs souples comme SOLABOLIC, qui est une conception de CSP utilise des miroirs souples pour ajuster les rayons solaires capturées sur l'absorbeur, tout foi la conception proposée utilise une structure de CSP souple afin d'augmenter l'énergie thermique absorbée. La contribution proposée est comparée à SAM, car il est un modèle d'estimation très proche de la réalité.

Au chapitre 1, la définition des centrales solaires, éoliennes et hydroélectriques présente de nombreux avantages. Cela permet de comprendre comment gérer l'effet de serre, notamment en réduisant les rejets de dioxyde de carbone dans l'atmosphère. Il contribue également à la gestion intelligente des ressources locales et à la création d'emplois.

Dans le chapitre 2, une modélisation détaillée des panneaux solaires, le système de stockage et de concentration d'hydrogène à l'état solide, vise à comprendre le comportement de chaque technologie et comment utiliser les réservoirs de stockage d'hydrogène pour les énergies renouvelables.

Au chapitre 3, les principales contributions de ce travail sont les suivantes : a) Développement et test de PTC à ouverture variable ; b) Proposer et implémenter un modèle mathématique représentant les observations d'absorption ; c) Calculer et évaluer l'angle d'ouverture dans le modèle, L'effet de l'irradiation et le temps d'observation ; d) l'application du modèle proposé.

Dans le chapitre 4, la contribution de cette recherche est appliquée sur une centrale thermique à base de concentration, qui est basée sur l'angle d'ouverture de la surface réfléchissante, ce qui permet une forme cylindrique parabolique flexible. Donc, la

conception proposée utilise une structure de CSP souple afin d'augmenter la température absorbée. Le système de contrôle proposé est comparé à System Advisor Model (SAM), car il est un modèle d'estimation très proche de la réalité.

Chapitre I : Les énergies renouvelables

Chapitre 1. Les énergies renouvelables

1.1 Introduction

Les énergies renouvelables sont des énergies inépuisables. Elles sont issues des éléments naturels : le soleil, le vent, les chutes d'eau, les marées, la chaleur de la Terre, la croissance des végétaux... On qualifie les énergies renouvelables d'énergies "flux" par opposition aux énergies "stock", elles-mêmes constituées de gisements limités de combustibles fossiles (pétrole, charbon, gaz, uranium). Contrairement à celle des énergies fossiles, l'exploitation des énergies renouvelables n'engendre pas ou peu de déchets et d'émissions polluantes. Ce sont les énergies de l'avenir. Mais elles sont encore sous-exploitées par rapport à leur potentiel puisque ces énergies renouvelables ne couvrent que 20 % de la consommation mondiale d'électricité[1][2].

Les énergies renouvelables présentent de nombreux avantages. Cela aide à lutter contre l'effet de serre, en réduisant notamment les rejets de gaz carbonique dans l'atmosphère. Cela participe de plus à une gestion intelligente des ressources locales et à la création d'emplois. Dans ce chapitre l'énergie solaire, l'éolienne et les centrales hydrauliques sont définies[3].

1.2 Les panneaux photovoltaïques

1.2.1 Physiquement

La technologie photovoltaïque transforme directement l'énergie solaire en électricité. Ceci est possible en raison des propriétés des matériaux semi-conducteurs dans lesquels leurs électrons peuvent être stimulés et produisent un courant d'électrons, qui sont dirigés à travers un champ magnétique créé entre le semi-conducteur à travers d'autres matériaux tels que le bore et le phosphore. Cette stimulation est causée par le rayonnement solaire (lumière) sur les électrons du silicium cristallin d'une cellule solaire, par exemple. Les matériaux ayant cette propriété sont le silicium (Si), l'arséniure de gallium (GaAs), le tellure de cadmium. (Cdte) et de di-séléniure de cuivre et d'indium (CulnSe₂)[4][5].

Le principe de fonctionnement d'une cellule solaire est illustré à la figure 1.1. Chaque atome de silicium contenu dans le matériau est lié par sa couche externe d'électrons à d'autres atomes de silicium voisins. La couche externe d'électrons comporte 4 électrons formant une paire d'électrons de liaison (électrons de valence) avec les autres atomes (4 paires avec 8 électrons). Les photons contenus dans la lumière sont capables de briser cette structure cristalline, les liens entre les électrons, libérant

des électrons et laissant des "trous". Ce n'est pas suffisant en soi pour permettre la production d'électricité, car le courant électrique dans les semi-conducteurs purs est très faible. Pour améliorer le nombre de porteurs de charge (électrons et trous), la structure en silicium doit être "contaminée" -impureté de la structure- par des atomes dopés dans la structure cristalline[6][7].

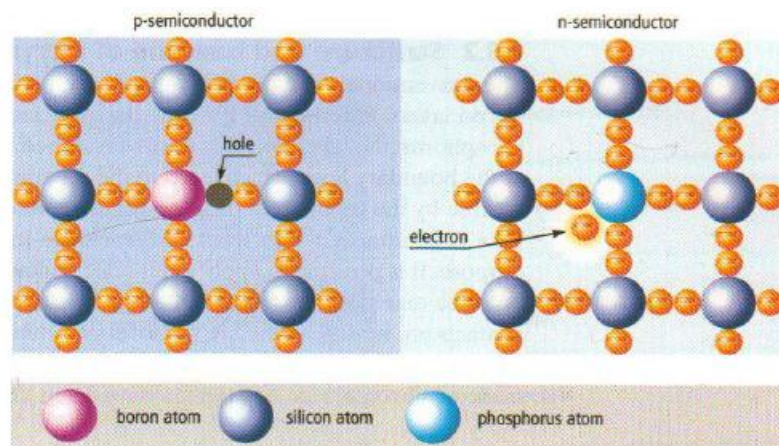


Figure 1. 1: principe de cellule solaire

Les atomes dopés sont le phosphore ou le bore avec chacun un électron de plus ou de moins d'électrons en leur coque extérieure respectivement. La structure cristalline du silicium a un surplus d'électrons, si dopé au phosphore ou a une carence en électrons, s'il est dopé au bore, comme le montre la figure 1.1. Une cellule solaire a alors ce qu'on appelle le n-dopage (surplus d'électrons) et le p-dopage (déficit d'électrons ou trous) des couches semi-conductrices, qui sont connectées pour former une jonction p-n. ce qui permet une diffusion des électrons à laquelle les électrons libres du n-matériau se recombinaient au p-matériau (recombinaison). Au cours de ce processus, une zone de transition est créée, où il reste des atomes qui ne se sont pas recombinaison. Ainsi, la couche de dopage p dans la zone de transition aura des électrons, qui n'ont pas trouvé de trou et pour cette raison les atomes dopés négativement restent, Dans la couche n-dopage, il reste des atomes dopés positivement. Le résultat est un domaine avec peu de transporteurs gratuits restants, ce que l'on appelle la zone de redevance spatiale. Dans le prix de l'espace un champ électrique est créé (tension)[8][9].

Cet effet photovoltaïque permet de créer un courant d'électrons dès qu'un circuit ouvert est maintenu en ayant une lumière constante et une connexion à une charge comme indiqué à la figure 1.2.

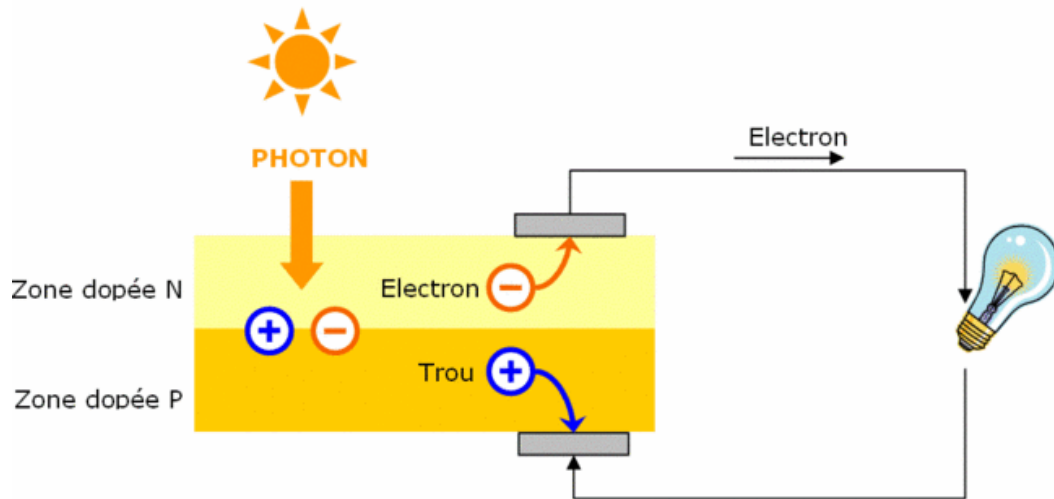


Figure 1. 2 : Effet photovoltaïque d'une cellule solaire

1.2.2 Propriétés techniques

Les cellules photovoltaïques se distinguent par leur matériau et leur procédé de fabrication. Ceci définit également leurs propriétés techniques. On distingue deux grandes catégories : les cellules en silicium cristallin et les cellules en couche mince (voir Figure 1.3). En ce qui concerne le matériau, les cellules en silicium cristallin peuvent être classées en cellules monocristallines, polycristallines et feuilles en ruban. Par les cellules à couche mince, les types typiques de matériaux sont le silicium amorphe, le tellure de cadmium, le cuivre, l'indium/gallium, le di-séléniure disulfure de di-séléniure et les cellules multi-jonctions[10][11].

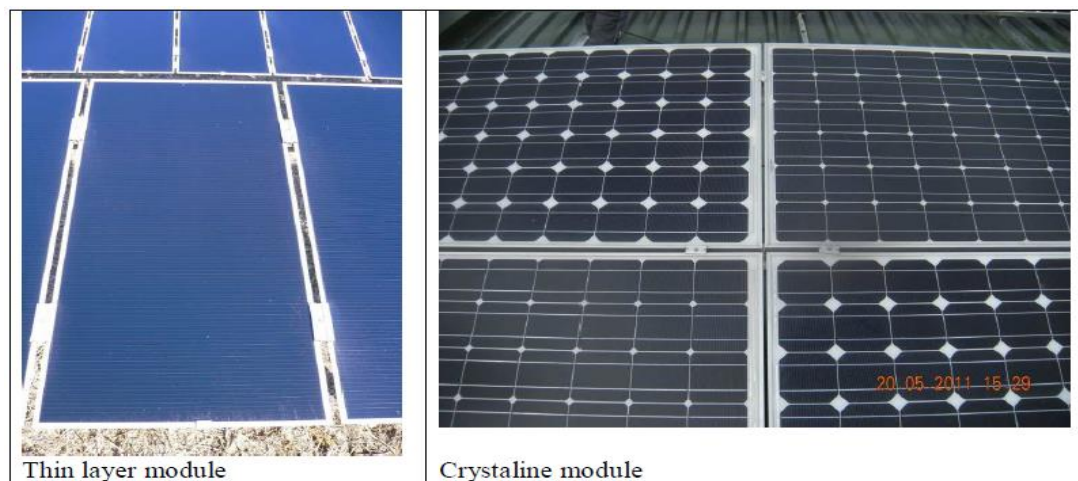


Figure 1. 3: les cellules en silicium cristallin et les cellules en couche mince

Les principales différences entre les deux types de cellules sont l'épaisseur de la cellule, la quantité de matériau utilisée dans la fabrication de la cellule, la consommation d'énergie dans la production de la cellule, l'efficacité de la cellule, le

rendement comme le montre le tableau 1.1. Ces caractéristiques ont un effet sur le coût[12][13].

Tableau 1. 1: Caractéristiques des cellules cristallines et des cellules en couche mince

Caractéristique	Cristallin	Couche mince
Epaisseur de la cellule (μm)	200-300	1-6
Consommation de matériaux semi-conducteurs (kg/kWc)	16	0.2
Consommation d'énergie primaire (MWh/kWc)	8-15	4-7
Raccordement Interne Externe	Interne	Externe
Rendement (%)	11 – 19	4-12
Surface nécessaire par kW pour les modules (m ²)	7 – 8	10 -15

Malgré l'efficacité moindre des cellules à couche mince, il est possible d'obtenir une meilleure performance dans certaines conditions. Les couches minces sont moins sensibles à l'ombrage et ont une meilleure performance à des températures plus élevées.

Les cellules sont placées dans un module PV pour être utilisées comme dispositif de production d'énergie. Module PV connecte les cellules, typiquement 60 cellules dans un module cristallin, les protège contre la corrosion, fragilité et l'humidité ; donnant à la construction la robustesse et la modularité nécessaires pour être utilisée comme technologie de production d'électricité. De plus, l'objectif d'un module est d'atteindre les objectifs suivants des rendements énergétiques maximaux au coût le plus bas possible. Le module est conçu pour atteindre un objectif donné tension et courant. Des tensions et des courants plus élevés sont déterminés au moyen d'une série et d'un raccordement en parallèle des cellules solaires dans le module et entre les modules. Un système solaire typique délivre, par exemple 7A à 32V, ce qui équivaut à une puissance de 224 W[14][15][16].

Dans une centrale solaire photovoltaïque, les modules connectés en série sont décrits comme une chaîne et le nombre de chaînes détermine la tension totale, qui correspond à la tension d'entrée de l'onduleur connecté. Dans un système raccordé au réseau, plusieurs strings sont connectés en parallèle, ce qui augmente la puissance électrique. La figure 1.4 illustre la configuration d'une centrale photovoltaïque et la figure 1.5 montre l'image d'une centrale photovoltaïque à l'échelle de l'entreprise.

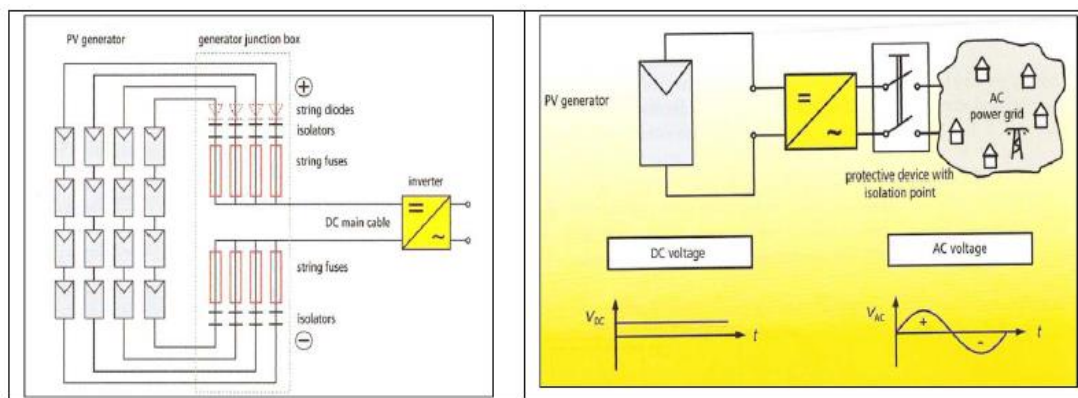


Figure 1. 4: Configuration d'une centrale solaire photovoltaïque [17]



Figure 1. 5 : Centrale photovoltaïque à grande échelle pour services publics [18]

La sortie des différentes branches est captée par une boîte de jonction de générateur. Une centrale solaire photovoltaïque comprend plusieurs boîtes de jonction. La boîte de jonction délivre ensuite, à une tension et à un courant donné, l'électricité continue produite par les modules PV à l'onduleur (convertisseur DC-AC), qui convertit l'électricité continue en électricité alternative et règle la fréquence pour le réseau. Un transformateur est normalement inclus dans l'onduleur pour correspondre à la tension du réseau (par ex. 20 kV ou 33 kV) [19][20][21].

1.2.3 Développement du marché

Selon les données disponibles en mai 2011, l'installation totale d'installations photovoltaïques dans le monde a atteint au moins 37 GW. Une forte croissance des installations a été observée au cours des trois dernières années, comme elle montre la figure 1.6. Le marché mondial est principalement tiré par l'Europe (70% du marché mondial), l'Allemagne étant le marché le plus important du monde.

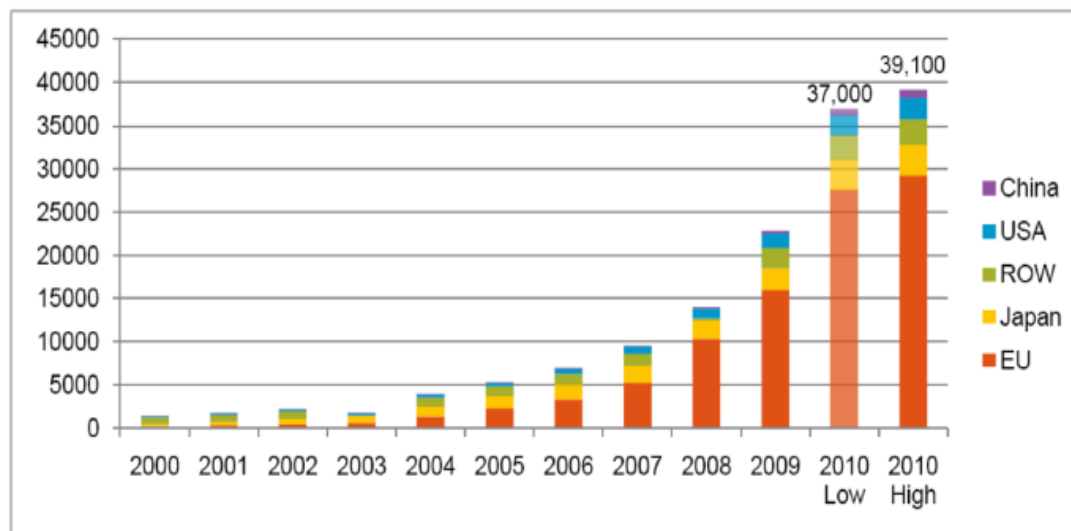


Figure 1. 6 : Centrale photovoltaïque à grande échelle pour services publics [22]

Le silicium continue de dominer le marché avec une part de marché de 70 %. Les technologies à couche mince de CdTe représentent 13 % de la part de marché. La part du silicium devrait diminuer à mesure que la part des technologies de couches minces continue de croître et que de nouvelles technologies, telles que le PV des concentrateurs, font leur apparition sur le marché[23].

1.3 L'énergie éolienne

1.3.1 Physiquement

L'énergie éolienne est le produit d'un phénomène météorologique complexe impliquant le mouvement de la terre, les forces du gradient de pression, la distribution des températures sur le globe. Au niveau microéconomique, l'effet de la topographie et du climat local. La principale caractéristique du vent est son intermittence. Par conséquent, la production d'énergie d'un convertisseur d'énergie éolienne est intermittente.

Ce mouvement de l'air et son énergie cinétique traversent les pales d'une éolienne, qui transforme cette énergie en une rotation du rotor. En conséquence, l'énergie cinétique du vent est transformée en énergie mécanique. Le rotor est couplé à un générateur qui transforme l'énergie mécanique en électricité[24]. Dans sa forme la plus simple, l'énergie obtenue peut être décrite comme il est donné à l'équation (1.1).

$$E_W = \frac{1}{2} \rho A \sum_{i=1}^W C_{p_i} p(U_i) U_i^3 8.76 \quad (1.1)$$

E_W : Production d'énergie (Wh)

W : Nombre d'intervalle de vitesse de vent

A : La surface de gradin (m²)

ρ : La densité de l'aire

$p(U_i)$: Probabilité d'intervalle de vent donnés

U_i : Vitesse de vent

C_{p_i} : Coefficient de puissance

La surface balayée et le coefficient de puissance sont des variables dépendantes de la machine, tandis que la densité et la vitesse du vent dépendent du site. Les vitesses du vent sont regroupées en intervalles de 1 m/s pour déterminer le nombre d'heures au cours d'une année $p(U_i)$ auxquelles la machine devra faire face à un intervalle de vitesse donné. La troisième puissance de la vitesse fait de l'évaluation de la ressource éolienne un aspect crucial pour estimer avec succès le potentiel éolien et donc la production électrique. Un doublement de la vitesse du vent multiplie la puissance par huit[25].

La machine utilise une partie de l'énergie du vent. Les machines modernes sont conçues selon le principe de la force de portance, qui est une traduction de l'effet Bernoulli qui explique la force de portance résultant de différentes pressions, par exemple entre l'aile d'un avion et la pale du rotor pour maximiser la force entraînant le générateur. Aujourd'hui, les convertisseurs d'énergie éolienne peuvent transformer plus de 50% de l'énergie contenue dans le vent en électricité. Pour chaque machine, il existe un point optimal où cette efficacité peut être atteinte. Pour cette raison, le coefficient de puissance C_p de la machine, qui décrit la partie du vent qui peut être transformée, n'est pas constant et les fabricants optimisent la performance par les vitesses du vent

avec la plus grande probabilité d'être vu par an. C'est pourquoi il existe des machines adaptées aux zones offshore, côtières, de vent moyen et faible [26].

La vitesse du vent doit être mesurée afin d'évaluer la ressource éolienne à un endroit donné. La distribution annuelle de fréquence de la vitesse du vent doit être déterminée. La distribution de fréquence est estimée à la hauteur du moyeu de l'éolienne. Une hauteur de moyeu plus élevée augmente automatiquement la vitesse du vent. La distribution de fréquence est essentiellement un histogramme où tous les ensembles des vitesses du vent mesurées sont distribuées par intervalles (1 m/s), puis tracées sous forme de probabilité de la vitesse discrète du vent. La variable indépendante est tracée le long de l'axe horizontal (vent), et la variable dépendante, habituellement un pourcentage est tracé le long de l'axe vertical (fréquence). La variable indépendante ne peut atteindre qu'un nombre fini de valeurs discrètes. Qu'une gamme continue de valeurs. La variable dépendante peut couvrir une plage continue [26].

Un histogramme peut être décrit par des méthodes statistiques. La fonction de densité la plus courante est la distribution de Weibull. La combinaison de la distribution de fréquence et de la courbe de puissance de la turbine (puissance résultante à une vitesse donnée basée sur le C_p) détermine la production d'électricité à un endroit spécifique.

Dans une configuration de parc éolien, les pertes de sillage sont dues aux effets d'ombrage entre les éoliennes placées à proximité les unes des autres. C'est la raison pour laquelle la direction principale du vent à venir est d'une importance particulière pour la conception du parc éolien afin d'obtenir la plus grande production d'énergie. La rose des vents de l'ensemble des données disponibles illustre les principales directions du vent à venir.

L'agencement final est le résultat d'une combinaison de plusieurs aspects tels que la disponibilité de la zone, le comportement des ressources éoliennes, la taille de l'éolienne, les restrictions environnementales (impacts visuels et sonores) et les aspects économiques (investissement, installation, accès, point de connexion au réseau, etc). La figure 1.7 montre une installation de parc éolien.



Figure 1. 7: parc éolienne [27]

1.3.2 Propriétés techniques

Une éolienne comprend une tour, une nacelle qui suit la direction du vent et où se trouvent les composants principaux et un rotor comme le montre la figure 1.8. Les fabricants se différencient par la façon dont ils entraînent la génératrice, soit par l'intermédiaire d'une boîte de vitesses, soit directement. Une boîte de vitesses augmente le nombre de tours par minute (tr/min) du rotor pour être compatible avec le générateur. Dans une turbine à entraînement direct, le générateur est directement couplé au rotor.

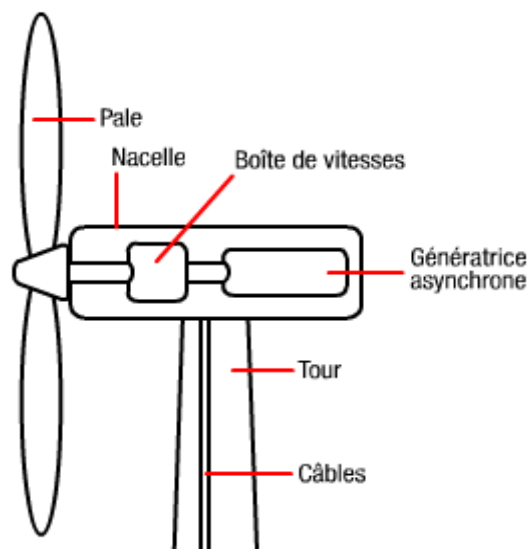


Figure 1. 8: Composants d'éoliennes

Pour limiter la puissance du rotor en cas de vitesses de vent élevées, les machines utilisent le décrochage, le tangage et la réglementation. Les turbines modernes

fonctionnent à vitesse variable, ce qui permet au rotor de maintenir une vitesse de rotation constante. La meilleure géométrie d'écoulement pour une efficacité maximale et une meilleure qualité de puissance de sortie sur le réseau, contrairement aux anciennes conceptions où la vitesse était maintenue constante par le réseau par l'intermédiaire du générateur. L'énergie électrique est donc générée à fréquence variable et un convertisseur, qui est un électronique de puissance, adapte la sortie à la fréquence du réseau.

Normalement, la turbine délivre une tension de sortie inférieure à 1 000 V, qui doit être portée à une tension de distribution comprise entre 10 et 35 kV pour être compatible avec le réseau. C'est pourquoi chaque turbine est équipée d'un transformateur pour augmenter la tension. L'énergie est acheminée vers un point central d'une sous-station pour augmenter à nouveau la tension jusqu'aux conditions du réseau haute tension au-dessus de 100 à 150 kV. Les petits parcs éoliens sont principalement raccordés uniquement à la tension de distribution sans avoir besoin d'une sous-station[28].

Les turbines commerciales pour les applications de taille utilitaire vont de 1 000 kW à 5 000 kW. Les tailles typiques comprises entre 1 500 kW et 2 500 kW représentent 83,1 % de toutes les turbines livrées dans le monde entre 2008 et 2010. Les plus grandes capacités sont généralement destinées au segment offshore. L'évolution de la taille du marché éolien allemand au cours des dernières années montre que la majorité des éoliennes ont un diamètre de rotor compris entre 60 et 90 mètres et plus récemment plus de 90 mètres. Environ 50% de la nouvelle capacité installée en Allemagne en 2010 a une hauteur de moyeu supérieure à 101 mètres[29].

1.3.3 Développement du marché

La puissance totale installée dans le monde s'élevait à près de 200 000 MW en 2010, avec des installations nouvelles de 39 404 MW cette année-là. 24 000 nouvelles éoliennes ont été construites dans plus de 50 pays. L'expansion de l'année 2010 a été tirée par l'Asie du Sud et de l'Est, à savoir la Chine qui représente 53,6% des installations. La figure 1.9 illustre la capacité cumulée pour l'énergie éolienne installée.

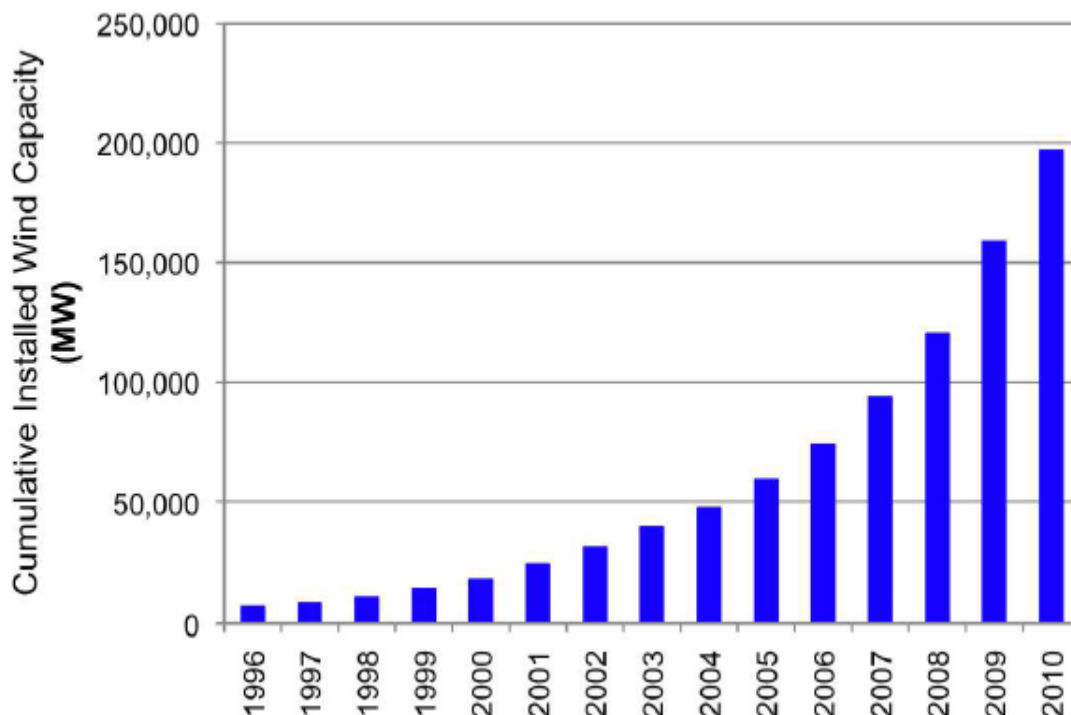


Figure 1. 9: Capacité éolienne mondiale cumulée [30]

1.4 Géothermique

1.4.1 Physiquement

La Colombie possède une forte activité volcanique avec des ressources géothermiques en raison de sa situation dans la plaque sud-américaine et probablement avec un potentiel pour l'utilisation de sources géothermiques pour la production d'électricité. Toutefois, une évaluation détaillée de la ressource n'a pas encore été réalisée[31].

La qualité de la ressource géothermique définit l'adéquation et le type de technologie pour la production d'électricité. Un réservoir géothermique est défini par sa température, sa profondeur, la quantité de liquide disponible, etc. qui sont des paramètres clés pour l'évaluation de la qualité. La ressource, le fluide géothermique, est une vapeur, un liquide ou un mélange d'eau/vapeur à une température et une pression donnée selon le réservoir. Des températures de vapeur et d'eau supérieures à 180°C sont nécessaires pour la production d'électricité conventionnelle.

Le type de fluide géothermique et sa température définissent la technologie à utiliser pour la production d'électricité. Les technologies de production d'électricité

utilisent la ressource eau/vapeur dans les installations de production de flash simple ou double et les installations binaires.

Une technologie plus sophistiquée, la technologie des roches sèches chaudes et sèches (HDR), pour les réservoirs sans liquide ou gaz comme milieu mais avec des températures élevées à des profondeurs supérieures à 5 km, est en cours de développement. Les températures élevées peuvent être utilisées pour transférer l'énergie thermique vers un milieu liquide comme l'eau. Dans ce cas, l'eau est injectée à haute pression, ce qui fend les roches pour former un réseau de canaux à l'intérieur ; l'eau est extraite en d'autres points du réservoir à un niveau élevé de la température due au transfert thermique entre les roches et l'eau injectée. Des températures d'environ 200 °C peuvent être obtenues pour être transportées à la surface. Comme dans le cas des centrales géothermiques conventionnelles, un échangeur de chaleur ou un cycle binaire transfère l'énergie à un cycle de turbine à vapeur. Dans le cas de la Colombie, l'utilisation directe de réservoirs géothermiques avec de l'eau et/ou de la vapeur sera envisagée[32][33].

1.4.2 Propriétés techniques

Les technologies de puissance d'éclair simple et double conviennent aux températures supérieures à 150°C des fluides géothermiques. Si de la vapeur est présente dans le fluide géothermique, elle est directement acheminée à une turbine pour entraîner le générateur selon un cycle Rankine classique. Dans le cas de l'eau à haute température, la vapeur est d'abord obtenue en réduisant la pression de l'eau pour produire de la vapeur dans un processus de flash. Ainsi, le cycle d'éclair sépare la vapeur du fluide à diriger à travers la turbine à vapeur. La vapeur condensée est réinjectée dans le réservoir avec l'eau restante dans le processus de flash. La figure 1.10 présente une représentation schématique des technologies flash.

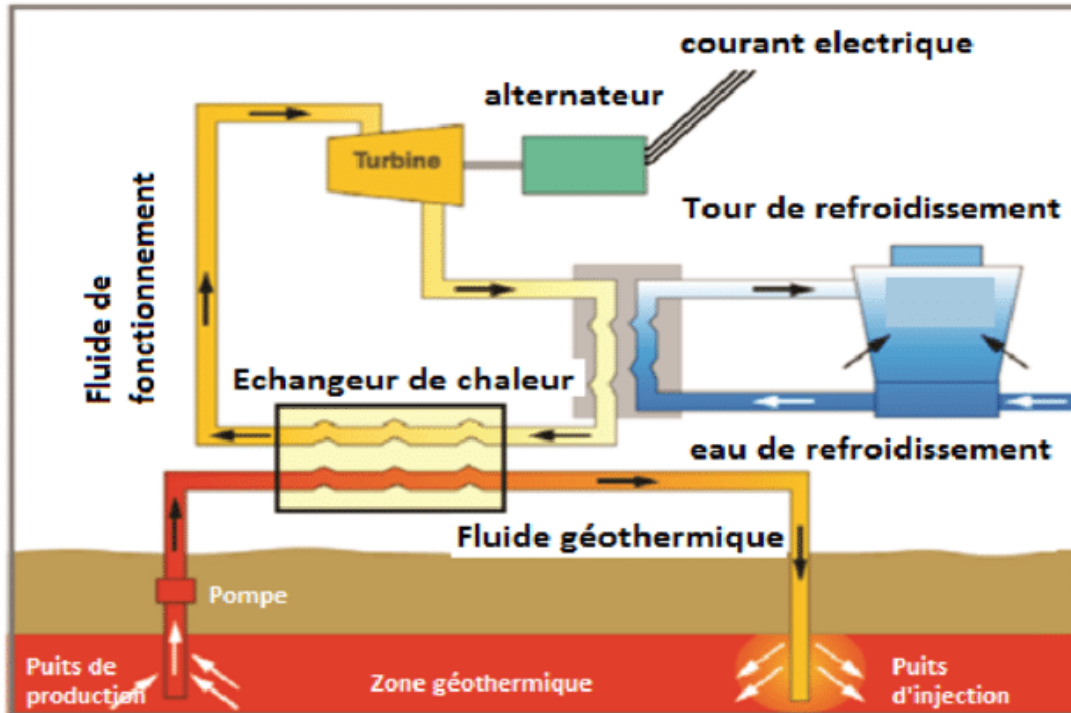


Figure 1. 10: centrale géothermique

Dans le cas des fluides géothermiques dont la température est inférieure à 180 °C, une installation binaire est l'installation la plus appropriée. Option appropriée, car la ressource ne peut pas être utilisée directement pour produire de l'électricité. Une centrale binaire est un cycle organique de Rankine (ORC) qui utilise comme milieu un fluide organique. Le fluide organique a un point d'ébullition bas et des pressions de vapeur élevées à basse température. Les fluides possédant ces propriétés sont, par exemple, le butane, l'isobutène ou le pentane. Le fluide géothermique (fluide de travail primaire) transfère son énergie thermique au fluide organique (fluide de travail secondaire) dans un échangeur de chaleur qui peut entraîner une turbine à vapeur. La taille typique de ces centrales se situe entre 500 kW et 10 MW. Comme le système flash, le fluide géothermique est réinjecté dans le réservoir[34].

1.4.3 Développement du marché

La capacité géothermique mondiale installée pour la production d'électricité en 2010 s'élevait à 10 715 MW. En Amérique latine, 1 468 MW ont été installés en Amérique centrale, ce qui représente 13,7 % de la capacité mondiale, où d'excellentes ressources géothermiques sont disponibles pour les technologies géothermiques classiques. 57 % de la capacité mondiale est située aux États-Unis, en Indonésie et aux

Philippines. Le développement annuel des installations et les capacités mondiales sont illustrés à la figure 1.11.

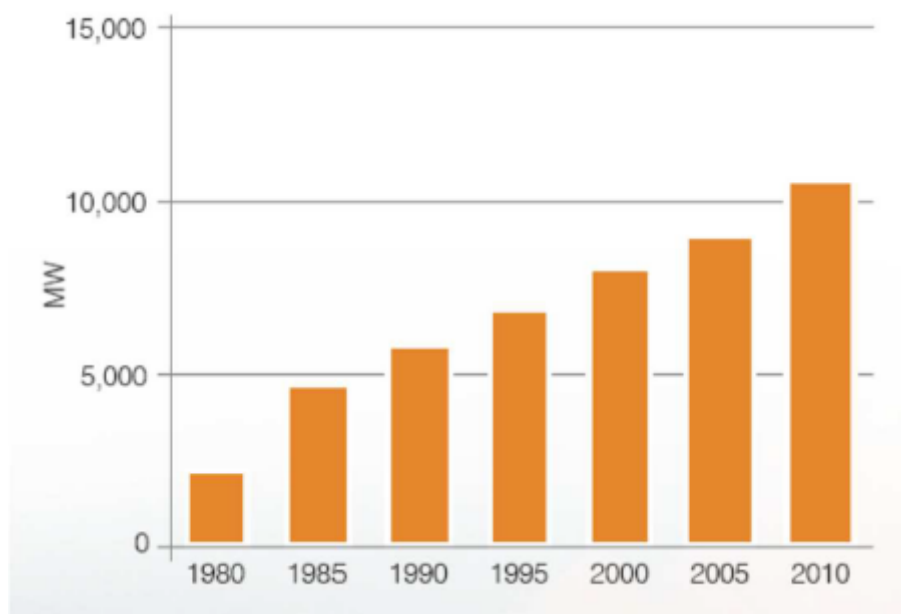


Figure 1. 11: développement de la capacité géothermique [35]

1.5 Système de concentration solaire

Contrairement à la technologie PV, où il y a une transformation directe du rayonnement solaire en électricité, une centrale solaire à concentration améliore et concentre le rayonnement pour produire de la chaleur qui sera transformée plus tard en énergie mécanique et en électricité au moyen de technologies énergétiques conventionnelles avec turbines à vapeur. Cette technologie nécessite un rayonnement direct (lumière) pour pouvoir concentrer le rayonnement en un point et produire de la chaleur. L'emplacement de la centrale est donc un facteur clé lorsqu'une couverture nuageuse limitée ou des ombres avec une forte exposition au rayonnement direct sont nécessaires. La région de Guajira en Colombie présente ces conditions.

Pour les systèmes photovoltaïques, l'addition du rayonnement direct et diffus, mesuré par le rayonnement global, est un paramètre clé important. Par les technologies CSP, le paramètre clé est l'Irradiance Normale Directe (DNI) mesurée par un pyréliomètre. DNI est l'énergie reçue par une surface perpendiculaire aux rayons du soleil. Typiquement, un DNI entre 1 900 kWh/m²/an et 2 100 kWh/m²/an est requis pour une application CSP[36].

Pour permettre la concentration de la lumière, un récepteur (en pratique un miroir) qui agit comme un réflecteur concentre la lumière en un point donné. Les miroirs sont dotés d'un système de suivi qui permet de rediriger et de concentrer la lumière à un point donné lorsque le soleil change de position pendant la journée et selon l'angle dans lequel la lumière frappe les miroirs. Selon le système de suivi, deux catégories principales de configurations CSP peuvent être trouvées :

Le premier est le système de poursuite à un axe, qui concentre le rayonnement dans une ligne (tube absorbeur). La seconde, la configuration à deux axes, redirige la lumière vers un point fixe donné. La configuration à un axe est typique de la technologie des augets paraboliques. Dans un collecteur de Fresnel, le concentrateur est divisé en rangées pour diriger la lumière vers un seul tube absorbeur. La tour solaire et la technologie des antennes paraboliques font partie de la configuration à deux axes[37][38].

1.5.1 Propriétés techniques

Les capteurs solaires paraboliques à auge se composent de capteurs linéaires de forme parabolique qui dirigent la lumière du jour. Le rayonnement direct du soleil sur un récepteur linéaire (tube absorbeur) placé au centre de l'axe de l'antenne (ligne focale). Les miroirs sont alignés selon un axe horizontal nord-sud et la trajectoire suit le soleil d'est en ouest pour garder la même concentration pendant la journée. Le parabolique concentre le rayonnement 80 fois sur le récepteur linéaire. Le champ solaire est une matrice de réflecteurs alignés en parallèle, comme illustré à la figure 1.12.

Dans le récepteur linéaire circule un fluide caloporteur chargé de délivrer la chaleur récupérée (environ 390°C) aux échangeurs de chaleur pour générer de la vapeur haute pression. Le fluide caloporteur quitte les échangeurs de chaleur à basse température et retourne vers les capteurs solaires. Au moyen d'un cycle de vapeur conventionnel (Rankine - Cycle), la vapeur est dirigée à travers une turbine à vapeur couplée à un générateur pour produire de l'électricité. La vapeur circule dans le condenseur, qui est à nouveau recyclé dans l'échangeur de chaleur sous forme d'eau avec les pompes d'eau d'alimentation[39].



Figure 1. 12: Auge parabolique solaire

Une autre amélioration dans le fonctionnement de l'installation peut être obtenue par un brûleur parallèle pour produire de la vapeur supplémentaire permettant une répartition contrôlable indépendante de la ressource solaire. Il est possible d'intégrer un accumulateur thermique dans le système pour éviter l'utilisation de brûleurs. Dans ce cas, les capteurs solaires transfèrent la chaleur supplémentaire à un système de stockage pendant la journée. La nuit, le stockage fournit la chaleur aux échangeurs pour produire de la vapeur. Le stockage doit être capable de fournir des températures supérieures à 400°C, ce qui est possible avec une émulsion saline comme support de stockage.

Les avantages d'inclure le stockage thermique dans le système sont des facteurs de capacité plus élevés, une réduction du fonctionnement à charge partielle de la turbine, une réduction de l'énergie utilisée pour les démarrages et l'évitement des pertes dues à une charge de turbine minimale. La figure 1.13 illustre le fonctionnement d'un système de stockage à deux réservoirs[40][41].

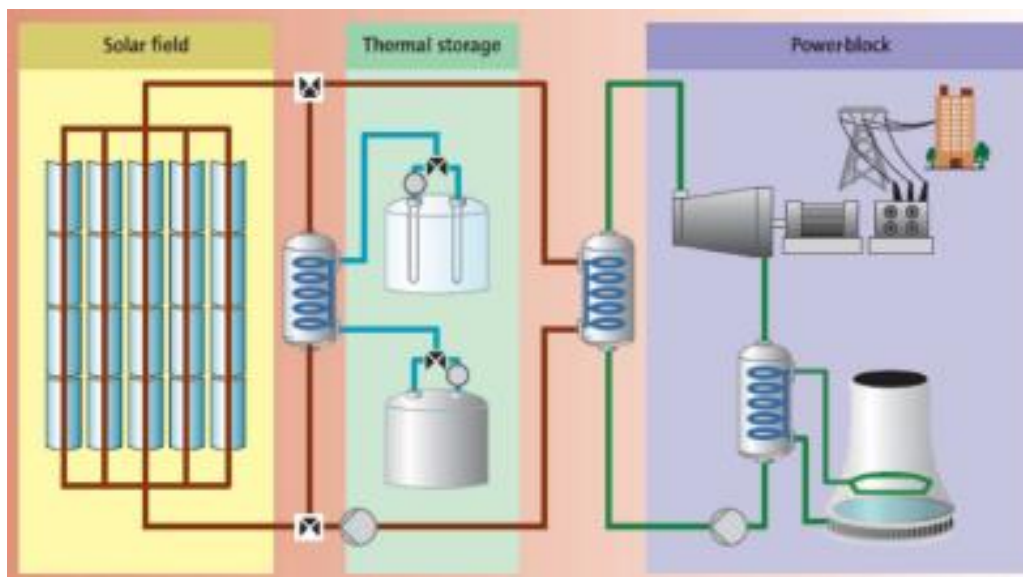


Figure 1.13 : Système de stockage dans une installation solaire à auge [41]

Les technologies des pylônes solaires utilisent des centaines ou des milliers de miroirs, qui dirigent le processus de production de l'énergie solaire. À un point fixe, un récepteur situé au sommet de la tour. Le récepteur absorbe l'énergie et un échangeur de chaleur situé dans la tour transforme l'énergie thermique en puissance. Les miroirs et leur système de suivi solaire assurent que le rayonnement solaire concentré est dirigé vers l'extrémité de la tour. Dans la tour, le récepteur absorbe et transmet des températures élevées supérieures à 1 000 °C. Cette énergie thermique est ensuite transférée au milieu, à l'air ou au sel. L'énergie thermique est transformée en électricité par une turbine à gaz ou un cycle à vapeur de Rankine[42].

Dans un système avec du sel comme milieu, le sel froid d'un réservoir de stockage est pompé vers le récepteur pour être chauffé à une température d'environ 600 °C. Le sel est pompé vers le réservoir de stockage à chaud et l'échangeur de chaleur couplé au bloc d'alimentation avec une turbine à vapeur pour finalement obtenir de l'électricité. Le sel quitte l'échangeur à une température plus basse et est pompé vers le réservoir de stockage de sel froid. La figure 1.14 montre une centrale à tour solaire[43][44].



Figure 1.14 : Centrale à tour solaire [44]

Dans le système avec de l'air comme fluide dans un réservoir volumétrique ouvert, un compresseur dirige l'air à travers le réservoir qui est chauffé par le rayonnement solaire dirigé et concentré des miroirs. L'air chauffé qui circule dans le récepteur atteint des températures comprises entre 650 et 850 °C. Dans un échangeur de chaleur, l'air transfère la chaleur à l'eau pour produire de la vapeur dans le cycle conventionnel turbine à vapeur/générateur de Rankine avec un rendement de 35 %.

L'utilisation d'une turbine à gaz dans un cycle combiné est une autre alternative. Pour cela un système de tour avec un réservoir volumétrique pressurisé est nécessaire. Dans un réservoir d'air comprimé volumétrique, l'air est chauffé à 1100 °C à une pression de 15 bars qui est redirigée vers la turbine à gaz. La chaleur résiduelle de l'air à l'échappement de la turbine est récupérée par la récupération de chaleur génératrice de vapeur (HRSG) couplée à un cycle de vapeur de Rankine. Le cycle combiné de plus de 50 % augmente l'efficacité de l'ensemble du système. Ainsi, un montant global de l'énergie contenue dans le rayonnement solaire jusqu'à l'électricité, l'efficacité du système peut être plus de 20 %. Comme dans le cas des centrales à CSP à auge, les principales pertes sont dues au cycle de l'énergie[45][46][47].

1.5.2 Développement du marché

En janvier 2010, la puissance installée des centrales CSP dans le monde était d'environ 1000 MW, où les cuves paraboliques représentent la part la plus importante

du marché actuel des CSP. Les projets en développement et en construction devraient atteindre une capacité de 15 GW[48].

1.6 Biomasse

La biomasse en tant que source d'énergie est un vaste domaine de recherche en raison des multiples choix qui s'offrent à nous en ce qui concerne le spectre des ressources, la transformation de l'énergie, les technologies et les utilisations finales.

Du côté des ressources, il existe une grande variété de sources de biomasse utilisables à des fins énergétiques, à la fois comme source primaire à utiliser directement ou comme sous-produit des industries agro-forestières. Dans ce contexte, trois grandes catégories de sources de biomasse peuvent être appelées foresterie[49].

Dans les industries du bois, il existe une variété de produits tels que les bûches de bois, l'écorce, les copeaux de bois, la sciure de bois et les granulés de bois. La biomasse forestière est actuellement utilisée principalement pour produire de la chaleur et de l'électricité. Les cultures énergétiques dédiées sont considérées comme une ressource de biomasse agricole. On distingue deux types de cultures énergétiques : la conventionnelle et la lignocellulose. Les cultures conventionnelles sont principalement utilisées pour produire des aliments tels que le maïs, le blé, l'orge, la betterave sucrière, la canne à sucre, le colza et le soja. Ces types de cultures sont la biomasse la plus courante actuellement utilisée pour produire des biocarburants liquides destinés au transport. D'autre part, la lignocellulose est le type de biomasse composé de cellulose, d'hémicelluloses et de lignine comme l'eucalyptus et le miscanthus. Le principal avantage de ces sources est la gestion moins intensive nécessaire, les rendements plus élevés de biomasse par hectare et une grande tolérance à des conditions pédologiques et climatiques relativement extrêmes. Ils sont utilisés pour la production d'électricité et de chaleur par combustion, bien que des technologies de conversion avancées telles que la gazéification et la fermentation soient en cours de développement[50].

Les résidus peuvent être classés selon leur origine en trois grandes catégories : Résidus de cultures, résidus agro-industriels et résidus d'élevage. Les résidus de culture sont des résidus produits dans les champs agricoles tels que la paille et les déchets agricoles verts. Les résidus agro-industriels comprennent les résidus de la conversion agro-industrielle des cultures de transformation telles que la bagasse et la pulpe de palme à huile. Les résidus du bétail sont actuellement utilisés pour produire du biogaz,

bien que le fumier ait aussi une grande valeur potentielle à des fins non énergétiques (engrais).

La principale ressource de biomasse dans le cas de la Colombie est l'utilisation des résidus comme source d'énergie, comme l'indique en détail le potentiel des sources d'énergie renouvelables en Colombie, qui montre que les résidus, en particulier ceux de l'industrie sucrière, constituent une ressource inexploitée qui peut contribuer de manière significative à la production d'électricité[51].

Les résidus de canne à sucre sont les déchets solides de la récolte de sucre, composés principalement de fanes et d'amandes. Feuilles de la canne à sucre qui peuvent être récoltées dans un champ de canne à sucre qui n'est pas plus longtemps en service (après la récolte). Dans le monde entier, ces résidus de canne à sucre sont largement gaspillés et, dans la plupart des cas, brûlés. En revanche, la bagasse, qui est le résidu laissé à l'usine après l'extraction du jus de sucre de la tige de canne à sucre, est déjà utilisée comme combustible pour la demande thermique et électrique de l'usine. En résumé, l'utilisation des résidus comme combustible seul ou en combinaison avec la bagasse pourrait constituer une option intéressante pour le système électrique colombien.

Ce sous-chapitre se concentrera sur les technologies d'utilisation de la biomasse solide comme résidus. Des technologies appropriées de conversion de la biomasse sont disponibles pour les différents types de ressources, comme mentionné précédemment. Deux catégories de conversion sont utilisées pour la conversion, à savoir les procédés thermochimiques et biochimiques et les technologies sont classées dans ces catégories telles que la combustion, la gazéification, la pyrolyse [52], la digestion et la fermentation comme le montre la figure 1.15.

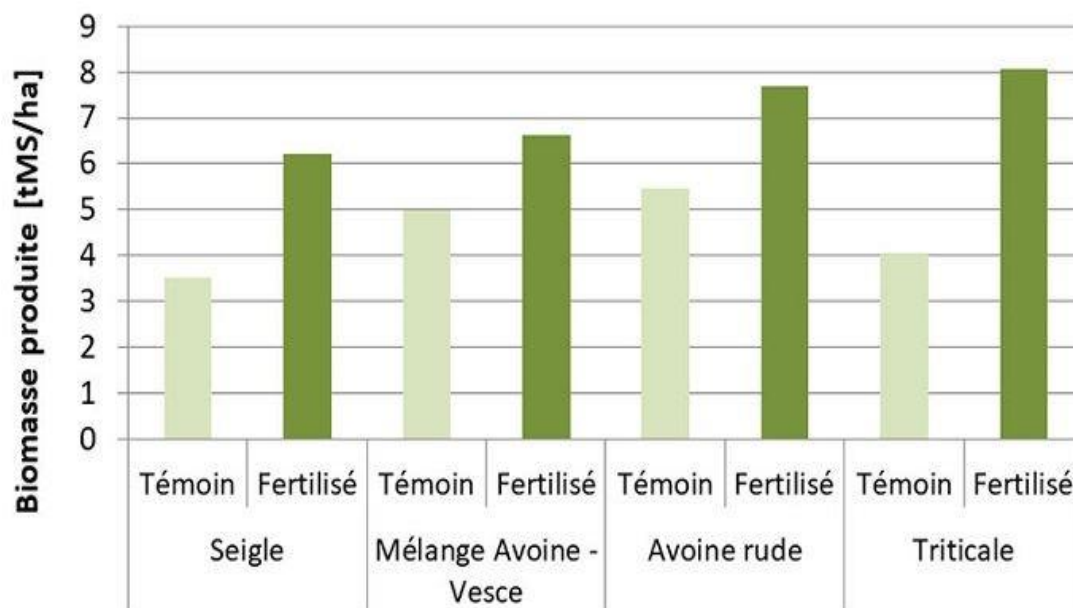


Figure 1.15: Itinéraires de conversion de la biomasse [52]

1.7 Conclusion

Il est clair qu'il y a un fort besoin d'intégrer davantage de sources d'énergie renouvelables dans le réseau de l'avenir. Ce type de sources d'énergie, lorsqu'elles sont couplées au stockage de l'énergie, peut grandement profiter au réseau en offrant une variété de services accessoires et de réductions quotidiennes de la charge de pointe. Les technologies de stockage varieront selon les différentes sources d'énergie renouvelable et une plus grande variété de sources conduira à une plus grande stabilité du réseau. De plus, des modèles de minimisation des coûts ont été proposés qui peuvent utiliser des données réelles sur l'électricité et les prix provenant de six sources différentes de production d'électricité dans un micro-réseau afin de minimiser le coût total du pouvoir d'achat. Toutes ces choses dépendent de la construction de nouveaux systèmes de stockage d'énergie pour les sources d'énergie renouvelables afin de leur permettre d'être intégrées au réseau de nombreuses façons différentes. Compte tenu de la quantité actuelle de stockage sur le réseau (nécessité d'effectuer des recherches plus approfondies à ce sujet et d'insérer des statistiques), les sources d'énergie renouvelable sont encore confrontées à un chemin très difficile vers une intégration complète au réseau. Mais il convient également de noter que les énergies renouvelables peuvent jouer un rôle beaucoup plus important dans les systèmes électriques décentralisés ou distribués (micro-réseaux) que dans le gigantesque système électrique centralisé que nous avons aujourd'hui.

Bien que le présent document se concentre principalement sur l'application des sources d'énergie renouvelables à des fins d'arbitrage (c.-à-d. le stockage d'énergie bon marché la nuit pour une utilisation pendant les heures de pointe le jour), il existe de nombreuses nouvelles possibilités sur le marché des services accessoires qui rendent également ces projets plus économiquement viables. Avec l'augmentation des politiques gouvernementales visant à réduire les émissions de gaz à effet de serre et à accroître la viabilité économique lorsqu'elles sont associées au stockage, les sources d'énergie renouvelable et les technologies de stockage augmenteront sans aucun doute considérablement au cours de la prochaine décennie. Déterminer l'aspect et le fonctionnement de cette " Grille de l'avenir " est un défi mondial que chaque pays devra relever à sa manière. C'est toujours un sujet majeur de recherche pour l'avenir, car les pays développés et les pays en développement font face à des défis très différents en matière d'énergie et de systèmes d'alimentation électrique.

Chapitre II : Modélisation de PV, CSP et le stockage solide de l'hydrogène

2.1 Introduction

La part des technologies des énergies renouvelables dans le bouquet énergétique mondial ne cesse d'augmenter, en particulier dans le secteur de l'énergie. Les causes de cette tendance sont nombreuses et peuvent être principalement attribuées à plusieurs défis mondiaux. Ces défis, qui comprennent le besoin de sources d'énergie alternatives, le changement climatique et le développement durable, ont stimulé les progrès technologiques dans le secteur de l'énergie. Toutefois, si l'on veut atteindre les objectifs de réduction des émissions de CO₂, il faut accélérer ces développements technologiques en matière d'énergie propre.

Dans ce chapitre, la modélisation détaillée de panneaux solaire, système de concentration et stockage solide d'hydrogène, est dans le but de comprendre le comportement de chaque technologie et comment les réservoirs de stockage d'hydrogène peuvent servir les énergies renouvelables.

2.2 Les cellules photovoltaïques

La cellule photovoltaïque (PV) est fabriquée avec des matériaux appelés semi-conducteurs qui ont la capacité d'absorber le maximum possible de spectre solaire. Pour créer la jonction PN, le silicium est dopé par le phosphore on obtient un semi-conducteur de type N, et le silicium dopé par le bore on obtient un semi-conducteur de type P.

La cellule PV est soumise à l'énergie des photons (E) qui dépend de la lumière (c) et de la longueur d'onde de rayonnement (λ), est donné par la relation (2.1)[53]. Il est nécessaire que l'énergie apporté soit supérieure à l'énergie de gap (E_g), pour faire passer un électron de la bande de valence (E_v) à la bande de conduction (E_c), équation (2.2).

$$E = \frac{h.c}{\lambda} \quad (2.1)$$

$$E_g = E_c - E_v \quad (2.2)$$

Le potentiel de diffusion de la diode est un potentiel entre la couche N et la couche P, il est créé grâce aux photons porteur d'une énergie supérieur au gap du matériau, ces photons sont aussi capables d'ioniser les atomes de valence du silicium.

La tension de circuit ouvert est une tension d'une cellule à vide, est environ 0.6 V pour le silicium. Si la cellule est connectée à une charge elle peut récolter plus de porteurs. Le courant de court-circuit de la cellule est varié avec le rayonnement solaire.

2.2.1 Modélisation d'une cellule PV

A partir de la caractéristique courant-tension de module PV, le fonctionnement et la conception du système sont évalués et réalisés, sous les différentes variations de rayonnement et température. La modélisation de la cellule et du module PV est donnée par des équations approximatives à la réalité de fonctionnement du système.

La simulation des cellules PV sous diverse conditions est réalisée avec plusieurs modèles électriques proposés et développés dans la littérature. L'identification du nombre de paramètres ($R_S, R_{Sh} \dots$) classifie la complexité des modèles qui sont une amélioration du modèle idéal. Ce dernier est construit avec une source de courant et une diode, ces deux éléments présentent la puissance solaire et la jonction PN respectivement. D'autres éléments peuvent être utilisés pour bien identifier le comportement de la cellule dans des cas de fonctionnements exceptionnels[54].

Le modèle le plus utilisé pour les cellules et les modules PV est le modèle à une diode, à cause de sa simplicité et sa précision dans la production d'énergie. Le développement de ce dernier a conduit à des modèles plus précis comme le modèle Bishop, qui représente le comportement de la cellule en polarisation inverse. Ainsi, dans les différents composants électriques de circuit le mécanisme de recombinaison a été amélioré. Les modèles dynamiques proposés se différencient par le nombre de paramètres nécessaires pour le calcul de la caractéristique I-V[55].

2.2.2 Modèle à une diode

La description mathématique du modèle à une diode, figure (2.1) est donnée par l'équation (2.3).

$$I = I_{PH} - I_0 \left[\exp\left(\frac{q}{A.K.T}(V + R_S.I)\right) - 1 \right] - \frac{V + R_S.I}{R_{Sh}} \quad (2.3)$$

L'équation (2.3) contient les paramètres suivants :

- I_{PH} : Photo courant, il varie linéairement en fonction du rayonnement et de la température. Il représente le courant généré à un éclairage donné.

- I_0 : Courant de la diode inverse de saturation. La température de la cellule, les caractéristiques de semi-conducteurs et le nombre de cellules connectées en série, sont les principaux paramètres qui influent le courant de la diode. Ainsi, sa valeur varie en fonction d'autres paramètres comme la largeur de la zone de charge d'espace du semi-conducteurs ou la concentration intrinsèque, la surface transversale de la cellule, le

matériau, la durée de vie des porteurs minoritaires et les largeurs des zones de déplétion pour le semi-conducteur de type P et N.

- R_S : Résistance série, dans la pratique cette résistance existe dans le trajet de courant à travers le matériau, la grille métallique et la résistance d'interconnexion des cellules. Elle a un effet très important dans un panneau PV qui contient plusieurs cellules connectées en série, et sa valeur est fonction du nombre de cellules.

- R_{Sh} : Résistance shunt, elle représente les pertes de courant de fuite à travers un chemin résistif en parallèle avec le dispositif intrinsèque avec une petite valeur. Il est possible de la représenter avec une résistance parallèle, son effet est moins important par rapport à la résistance série sauf si les cellules sont connectées en parallèle.

- A : facteur d'idéalité de la diode (1 à 2).

- K : Constante de Boltzmann ($1,38 \cdot 10^{-23}$ J/° K).

Pour un éclairement et une température donnée, ces paramètres sont déterminés en utilisant la tension de circuit ouvert V_{CO} , le courant de court-circuit I_{CC} , la tension et le courant au point de puissance maximale ($V_m ; I_m$) et les pentes de la courbe près de V_{CO} et I_{CC} .

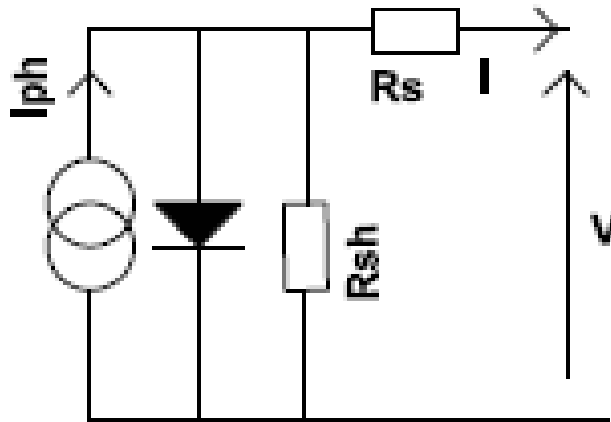


Figure 2. 1: schème d'un modèle a une diode

2.2.3 Modèle de Bishop

Le modèle à une diode ne peut pas représenter le comportement de la cellule dans le régime inverse ou la région négative lorsque la diode est occultée. Donc, il est nécessaire d'ajouter un facteur multiplicatif $M(V)$, équation (2.5), représentant l'effet d'avalanche en série avec la résistance shunt, comme elle montre la figure (2.2). Le modèle Bishop[56] est présenté par l'équation (2.4).

$$I = I_{PH} - I_0 \left[\exp \left(\frac{q}{A.K.T} (V + R_S \cdot I) \right) - 1 \right] - \frac{V + R_S \cdot I}{R_{Sh}} \cdot M(V) \quad (2.4)$$

$$M(V) = 1 + \alpha \left(1 - \frac{V + R_s I}{V_b}\right)^{-n} \quad (2.5)$$

- V_b : est la tension de claquage de la cellule (-10 V à -30 V),
- α et n sont des valeurs constantes données dans le modèle de Bishop.

Il est possible de faire apparaître la tension thermique présenté par l'équation (2.6), qui introduit la température de la cellule, le facteur idéalité de la diode, le nombre de cellules en série, les constantes physiques et la charge d'électron. Pratiquement il est nécessaire d'utiliser la tension thermique, car elle associe le facteur d'idéalité et la température de la cellule en une seule variable. Ce paramètre est en fonction de la technologie des cellules PV et la température. Les autres paramètres du modèle ne changent pas avec les conditions de fonctionnement.

$$V_t = A \cdot K \cdot T / q \quad (2.6)$$

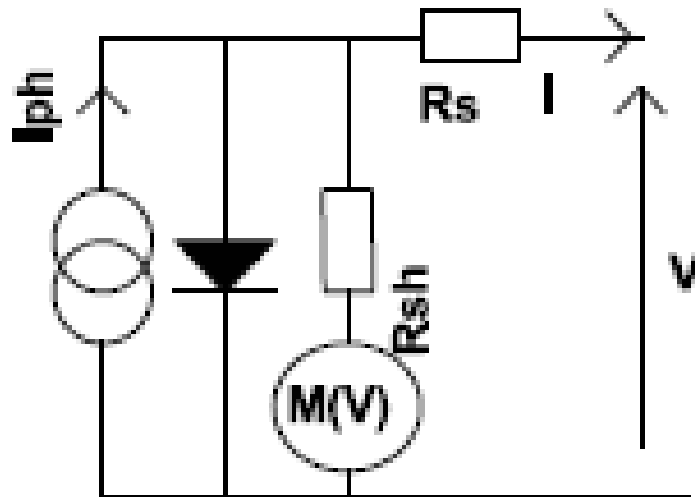


Figure 2. 2: Schéma d'un modèle Bishop

2.2.4 Point de fonctionnement

Le point de fonctionnement (I , V) est un point où le panneau PV donne sa puissance maximale, comme montre la figure (2.3).

Le point de puissance maximal (MPP) varie avec la variation de l'éclairement, la température et les conditions d'ombrage. La caractéristique I-V d'une cellule peut être différente avec le même type de matériau, cette différence peut dévier jusqu'à 10%.

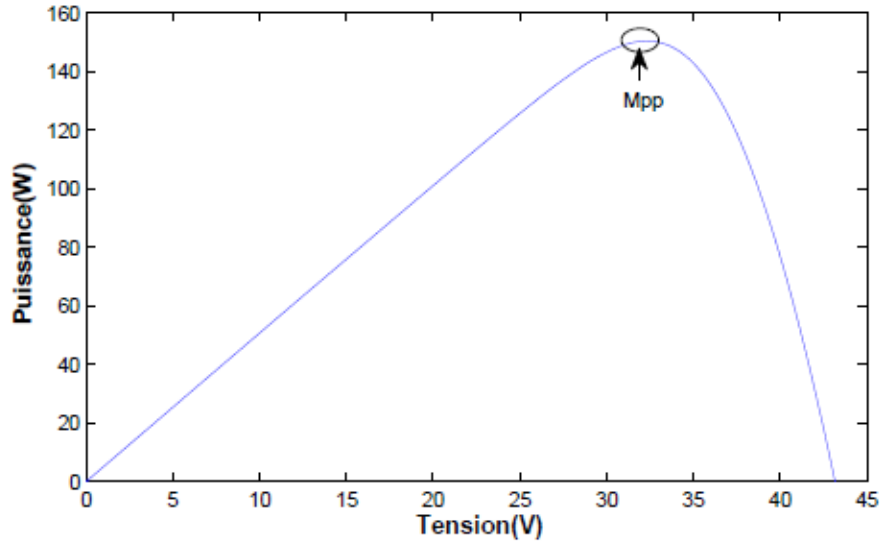


Figure 2. 3: Point de puissance maximale

2.2.5 Rendements associés à la chaîne de conversion

Dans l'objectif d'évaluer les performances d'une chaîne de production PV il est nécessaire de connaître la nature des pertes. La surface d'un panneau solaire reçoit une quantité d'irradiation qui est une quantité électromagnétique par unité de temps, la surface efficace est la surface active du panneau PV qui réalise la conversion énergétique.

Le pyranomètre est l'un des appareils de mesure d'irradiation qui est le plus utilisé, pour éviter les erreurs de mesure il est nécessaire de prendre en considération la propreté et le temps d'acquisition. Ce dernier est limité dans le cas où le capteur est à base de diode au silicium, donc il est limité en fonction de la largeur spectrale de sensibilité du silicium[57][58][59].

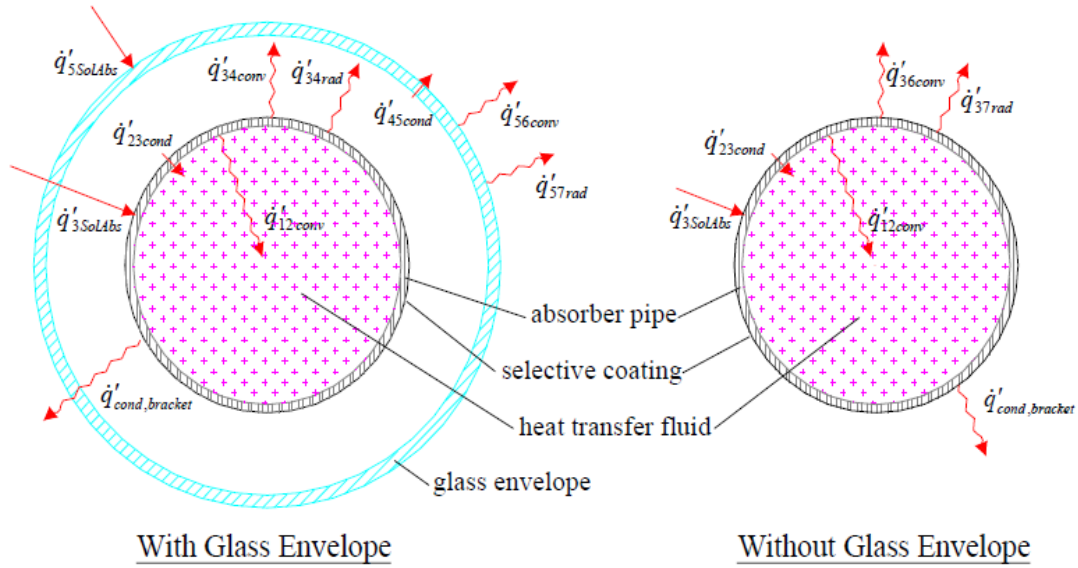
2.3 Modélisation de concentrateur solaire

La modélisation est basée sur un bilan énergétique du capteur et de l'absorbeur de chaleur. Le bilan énergétique comprend le rayonnement solaire normal incident direct sur le capteur, les pertes optiques du capteur et l'absorbeur, les pertes thermiques de l'absorbeur et le gain de chaleur dans le fluide caloporteur. Pour les récepteurs courts (< 100 m), un bilan énergétique unidimensionnel donne des résultats raisonnables ; pour les récepteurs plus longs, un bilan énergétique bidimensionnel devient nécessaire. Toutes les équations et relations utilisées dans le modèle à une dimension sont décrites dans les sections suivantes.

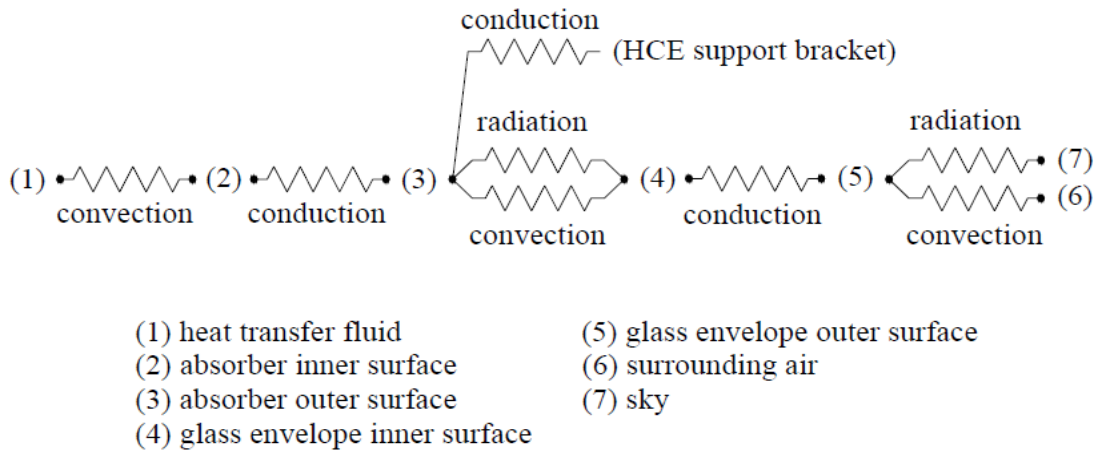
2.3.1 Modèle de bilan énergétique unidimensionnel

Le bilan énergétique entre le fluide caloporteur et l'atmosphère comprend toutes les équations et corrélations nécessaires pour prédire les termes du bilan énergétique, qui dépendent du type de capteur, des propriétés optiques et des conditions ambiantes.

Le bilan énergétique unidimensionnel en régime permanent d'une section transversale d'un tube absorbeur, avec et sans l'enveloppe de verre intacte est montré dans la figure 2.4.a, et la figure 2.4.b montre le modèle de résistance thermique et les définitions des indices. Pour plus de clarté, l'énergie solaire entrante et les pertes optiques ont été omises du modèle de résistance. Les pertes optiques sont dues à des imperfections dans les miroirs des capteurs, à des erreurs de suivi, à l'ombrage et à la propreté du miroir. L'énergie solaire entrante effective (énergie solaire moins les pertes optiques) est absorbée par l'enveloppe vitrée ($q''_{5SolAbs}$) et le revêtement sélectif absorbant ($q''_{3SolAbs}$). Une partie de l'énergie absorbée dans le revêtement sélectif est acheminée par le tube de l'absorbeur (q''_{23cond}) et transférée au fluide par convection (q''_{12conv}); l'énergie restante est transmise à l'enveloppe vitrée par convection (q''_{34conv}) et rayonnement (q''_{34rad}) et perdue par le support au niveau de l'absorbeur par conduction ($q''_{condbracket}$). L'énergie du rayonnement et de la convection passe ensuite à travers l'enveloppe de verre par conduction (q''_{45cond}) et avec l'énergie absorbée par l'enveloppe de verre ($q''_{5SolAbs}$) est perdue dans l'environnement par convection (q''_{56conv}) et rayonnement (q''_{57rad}). Si l'enveloppe en verre est manquante, la perte de chaleur de l'absorbeur est perdue directement dans l'environnement. Le modèle suppose que toutes les températures, tous les flux thermiques et toutes les propriétés thermodynamiques sont uniformes sur toute la circonférence de l'échangeur de chaleur. De plus, toutes les directions de flux indiquées à la figure 2.4.a sont positives[60][61].



a.



b.

Figure 2. 4: a. Le bilan énergétique unidimensionnel, b. le modèle de résistance thermique

2.3.2 Transfert de chaleur par convection entre le fluide et le tube absorbeur

Selon la loi de Newton du refroidissement, le transfert de chaleur par convection de la surface intérieure du tube absorbeur vers le fluide est donné par l'équation (2.7).

$$q'_{12\ conv} = h_1 D_2 \pi (T_2 - T_1) \quad (2.7)$$

Avec :

$$h_1 = Nu_{D2} \frac{K_1}{D_2}$$

Où :

h_1 : coefficient de transfert de chaleur a T_1 (W/m² K)

D_2 : le diamètre à l'intérieur de tube absorbeur (m)

T_2 : la température de la surface intérieure de tube absorbeur (°C)

T_1 : température de fluide (°C)

Nu_{D2} : nombre de Nusselt basé sur D_2

K_1 : la conductance thermique de fluide a T_1 (W/mK)

Dans ces équations, T_1 et T_2 sont indépendants des directions angulaires et longitudinales de l'absorbeur de chaleur, comme le seront toutes les températures et propriétés dans le modèle de bilan énergétique unidimensionnel[62].

Le nombre de Nusselt dépend du type d'écoulement à travers le tube de l'absorbeur de chaleur. Dans des conditions de fonctionnement typiques, l'écoulement dans un absorbeur se situe bien à l'intérieur de la zone d'écoulement turbulent. Cependant, pendant les heures non solaires ou lors de l'évaluation des pertes de chaleur sur une plate-forme d'essai, l'écoulement peut devenir transitoire ou laminaire en raison de la viscosité du fluide à basse température. Par conséquent, pour modéliser les pertes de chaleur dans toutes les conditions, le modèle comprend des énoncés conditionnels pour déterminer le type de flux. Le nombre Nusselt utilisé pour chaque condition d'écoulement est indiqué à l'équation (2.8).

2.3.2.1 Cas d'écoulement turbulent et transitoire

Pour modéliser le transfert de chaleur convective de l'absorbeur au fluide pour les cas turbulents et transitoires (nombre de Reynolds > 2300), on utilise la corrélation de Nusselt développée par Gnielinski.

$$Nu_{D2} = \frac{f_2/8(Re_{D2}-1000)Pr_1}{1+12.7\sqrt{\frac{f_2}{8}(Pr_1^{\frac{2}{3}}-1)}} \left(\frac{Pr_1}{Pr_2}\right)^{0.11} \quad (2.8)$$

Avec :

$$f_2 = (1.82 \log_{10}(Re_{D2}) - 1.64)^{-2}$$

Où :

f_2 : facteur de frottement pour la surface intérieure de tube absorbeur

Pr_1 : nombre de Prandtl a la température de fluide

Pr_2 : nombre de Prandtl a la température de la surface intérieure de tube absorbeur

En plus d'être valide pour l'écoulement turbulent des conduites, cette corrélation des nombres de Nusselt tient compte des états d'écoulement transitoires pour les nombres de Reynolds entre 2300 et 4000. De plus, la corrélation s'ajuste pour tenir compte des variations des propriétés du fluide entre la température de la paroi de l'absorbeur et la température du fluide en vrac. La corrélation est valable pour $0,5 < Pr_1 < 2000$ et $2300 < Re_{D2} < 5E6$. En cas d'utilisation en dehors de cette plage de validité, le code affiche un message d'avertissement. A l'exception de Pr_2 , toutes les propriétés du fluide sont évaluées à la température moyenne T_1 . La corrélation suppose un flux de chaleur et une température uniforme, et suppose que l'absorbeur a une surface interne lisse[63].

2.3.2.2 Cas d'écoulement laminaire

Une option permettant de modéliser le flux sous forme laminaire est incluse dans toutes les versions unidimensionnelles des codes de transfert de chaleur. Lorsque l'option laminaire est choisie et que le nombre de Reynolds est inférieur à 2300, le nombre de Nusselt sera constant. Pour le débit de la canalisation, la valeur sera de 4,36. Pour le débit annulaire, la valeur dépendra du rapport entre le diamètre de l'insert et le diamètre intérieur de l'absorbeur, D_P / D_2 . Les valeurs des débits dans les tuyaux et dans les anneaux ont été calculées en supposant un flux de chaleur constant. Si l'option laminaire n'est pas choisie et que le nombre de Reynolds est inférieur à 2300, le code utilisera le modèle d'écoulement turbulent transitoire[64].

2.3.2.3 Cas d'écoulement Annulus

L'une des utilisations possibles du modèle unidimensionnel sera d'évaluer les essais d'absorption de chaleur effectués sur une plate-forme d'essai AZTRAK située à SNL. La plate-forme d'essai est essentiellement une version à échelle réduite d'une installation d'auge. Malheureusement, la plate-forme d'essai n'a pas la même capacité de pompage volumétrique et les mêmes longueurs de collecteur qu'une installation à auge. Par conséquent, pour simuler les caractéristiques de transfert de chaleur sur le terrain, un tuyau est inséré au centre de l'ETCH. Cela diminue la surface d'écoulement

transversale du fluide, ce qui augmente les vitesses d'écoulement et, par conséquent, le nombre de Reynolds. Pour s'appliquer à ce type de test, le code est configuré pour modéliser le flux de fluide caloporteur en flux annulaire à l'aide d'un incitatif[65].

Les corrélations d'écoulement turbulent peuvent être utilisées pour l'écoulement en anneau en remplaçant le diamètre intérieur de la conduite, D_2 , par le diamètre hydraulique suivant l'équation (2.9).

$$D_h = \frac{4A_{cs}}{P_w} = D_2 - D_P \quad (2.9)$$

Où :

A_{cs} : section d'écoulement (m²)

P_w : périmètre humide (m)

D_P : diamètre extérieur de tuyau d'insertion (m)

D_2 : diamètre intérieur de tube absorbeur (m)

Pour un écoulement laminaire à travers un anneau, le nombre de Nusselt dépend du rapport D_P/D_2 . Le tableau 2.1 énumère les nombres de Nusselt pour différents rapports de diamètre. La table est une version modifiée d'une table pour un flux de chaleur uniforme se produisant à la fois sur les surfaces intérieures et extérieures de l'anneau.

Tableau 2. 1: Nombre de Nusselt pour un flux laminaire annulaire avec flux de chaleur uniforme

D_P/D_2	Nu_{D_2}
0	4.364
0.05	4.792
0.10	4.834
0.20	4.833
0.40	4.979
0.60	5.099
0.80	5.24
1.00	5.385

2.3.3 Transfert de chaleur par conduction à travers la paroi de l'absorbeur

La loi de Fourier de conduction à travers un cylindre creux décrit le transfert de chaleur par conduction à travers la paroi de l'absorbeur[66].

$$q'_{23\ cond} = 2\pi K_{23}(T_2 - T_3)/\ln\left(\frac{D_3}{D_2}\right) \quad (2.10)$$

K_{23} : conductance thermique de l'absorbeur a la température moyenne (W/m K)

T_2 : température de la surface intérieure de l'absorbeur (K)

T_3 : température de la surface extérieure de l'absorbeur (K)

D_2 : diamètre intérieur de l'absorbeur (m)

D_3 : Diamètre extérieur de l'absorbeur (m)

Dans l'équation (2.10), le coefficient de transfert de chaleur par conduction est constant et est évalué à la température moyenne entre les surfaces intérieure et extérieure.

Le coefficient de conduction dépend du type de matériau de l'absorbeur. Le modèle comprend trois aciers inoxydables : 304L, 316L et 321H, et un cuivre : B42. Si 304L ou 316L est choisi, le coefficient de conduction est calculé avec l'équation suivante (2.11), et si 321H est choisi le coefficient de conduction est calculé avec l'équation suivante (2.12).

$$K_{23} = (0.013)T_{23} + 15.2 \quad (2.11)$$

$$K_{23} = (0.0153)T_{23} + 14.775 \quad (2.12)$$

Les deux équations ont été déterminées par des données d'ajustement linéaire de Davis. Si l'on choisit le cuivre, le coefficient de conduction est une constante de 400 W/m-K. La résistance conductrice à travers le revêtement sélectif a été négligée[67].

2.3.4 Transfert de chaleur de l'absorbeur à l'enveloppe en verre

La convection et le transfert de chaleur par rayonnement se produisent entre l'absorbeur et l'enveloppe de verre. Le mécanisme de transfert de chaleur par convection dépend de la pression de l'anneau. À basse pression ($< \sim 1$ torr), le mécanisme de transfert de chaleur est la conduction moléculaire. A des pressions plus élevées ($> \sim 1$ torr), le mécanisme est la convection libre. Le transfert de chaleur par rayonnement se

produit en raison de la différence de température entre la surface extérieure de l'absorbeur et la surface intérieure de l'enveloppe en verre. Le calcul du transfert thermique du rayonnement est simplifié en supposant que l'enveloppe de verre est opaque au rayonnement infrarouge et en supposant le gris ($\rho = \alpha$) surfaces[68].

2.3.4.1 Transfert de chaleur par convection

Deux mécanismes de transfert de chaleur sont évalués pour déterminer le transfert de chaleur par convection entre l'absorbeur et l'enveloppe de verre (q'_{34conv}), convection moléculaire libre et convection naturelle. Dans le modèle unidimensionnel, la plus grande des deux valeurs est choisie. Il en résulte une transition en douceur entre les deux modes de transfert de chaleur[69].

2.3.4.1.1 Vide dans L'Annulus

Lorsque l'anneau d'élément d'absorption de chaleur est sous vide (pression $< \sim 1$ torr), le transfert de chaleur par convection entre l'absorbeur et l'enveloppe de verre se fait par convection moléculaire libre équation (2.13-2.16).

$$q'_{34 conv} = \pi D_3 h_{34} (T_3 - T_4) \quad (2.13)$$

$$h_{34} = \frac{K_{std}}{\left(\frac{D_3}{2 \ln \left(\frac{D_4}{D_3} \right)} + b \lambda \left(\frac{D_3}{D_4} + 1 \right) \right)} \quad (2.14)$$

$$b = \frac{(2-a)(9\gamma-5)}{2a(\gamma+1)} \quad (2.15)$$

$$\lambda = \frac{2.33110^{-20} (T_{34} + 273.15)}{P_a \delta^2} \quad (2.16)$$

Où :

D_3 : diamètre de la surface extérieure de l'absorbeur (m)

D_4 : diamètre de surface intérieure de l'enveloppe en verre (m)

h_{34} : coefficient de convection de transfert de chaleur pour gaz annulus a T_{34} (W/m² K)

T_3 : la température de la surface extérieure de l'absorbeur (°C)

T_4 : la température de la surface intérieure de l'enveloppe en verre (°C)

K_{std} : conductance thermique de l'annulus a la température et pression standard (W/m K)

b : coefficient d'interaction

λ : voie libre moyenne entre les collisions de molécules

a : coefficient d'accommodation

γ : le taux de la chaleur spécifique pour le gaz annulus

T_{34} : Température moyenne (°C)

P_a : pression de gaz annulus (mmHg)

δ : diamètre de molécule pour gaz annulus (cm)

Cette corrélation est valable pour $Ra_{D4} < \left(\frac{D_4}{D_4 - D_3}\right)^4$, mais surestime légèrement le transfert thermique pour de très faibles pressions ($\sim < 0,0001$ torr). Les diamètres moléculaires des gaz, δ , ont été obtenus de Marshal et sont indiqués au tableau 2.2. Le tableau compare également les coefficients de transfert de chaleur par convection (h_{34}) et d'autres paramètres utilisés dans le calcul pour chacun des trois gaz inclus dans le modèle.

Tableau 2. 2: Coefficients de transfert thermique et constantes pour chaque gaz annulaire

Gas annulus	K_{std} (W/m K)	b	λ (cm)	γ	δ (cm)	h_{34} (W/m ² K)
Air	0.02551	1.571	88.67	1.39	$3.53 \cdot 10^{-8}$	0.0001115
Hydrogène	0.1769	1.581	191.8	1.398	$2.4 \cdot 10^{-8}$	0.0003551
Argon	0.01777	1.886	76.51	1.677	$3.8 \cdot 10^{-8}$	0.00007499
$T_{1\ avg} = 300^\circ\text{C}$, Insolation = 940 W/m ²						

2.3.4.1.2 Pression dans l'annulus

Lorsque l'anneau perd le vide (pression $> \sim 1$ torr), le mécanisme de transfert de chaleur par convection entre l'absorbeur et l'enveloppe de verre se produit par convection naturelle. La corrélation de Raithby et Holland pour la convection naturelle dans un espace annulaire entre cylindres horizontaux est utilisée dans ce cas, équation (2.17-2.19).

$$q'_{34 conv} = \frac{2.45K_{34}(T_3-T_4)(PrRa_{D3}/(0.861+Pr_{34}))^{1/4}}{(1+(D_3/D_4)^{3/5})^{5/4}} \quad (2.17)$$

$$Ra_{D3} = \frac{g\beta(T_3-T_4)D_3^3}{\alpha\nu} \quad (2.18)$$

Pour un gaz idéal :

$$\beta = \frac{1}{T_{avg}} \quad (2.19)$$

Où :

K_{34} : conductance thermique de gaz annulus (W/m K)

D_3 : diamètre de la surface extérieure de l'absorbeur (m)

D_4 : diamètre de surface intérieure de l'enveloppe en verre (m)

T_3 : la température de la surface extérieure de l'absorbeur (°C)

T_4 : la température de la surface intérieure de l'enveloppe en verre (°C)

Pr_{34} : nombre de Prandtl

Ra_{D3} : nombre de Rayleigh évalué a D_3

β : coefficient expansive de volume thermique (1/K)

Cette corrélation est valable pour $Ra_{D4} > (\frac{D_4}{D_4-D_3})^4$ et toutes les propriétés physiques sont évaluées à la température moyenne $(T_3 + T_4)/2$.

2.3.4.2 Transfert de chaleur par rayonnement

Le transfert de chaleur par rayonnement entre l'absorbeur et l'enveloppe de verre (q''_{34rad}) est estimé avec l'équation (2.20).

$$q''_{34 rad} = \frac{\sigma\pi D_3(T_3^4-T_4^4)}{(\frac{1}{\varepsilon_3} + \frac{(1-\varepsilon_4)D_3}{\varepsilon_4 D_4})} \quad (2.20)$$

Où :

D_3 : diamètre de la surface extérieure de l'absorbeur (m)

D_4 : diamètre de surface intérieure de l'enveloppe en verre (m)

T_3 : la température de la surface extérieure de l'absorbeur (°C)

T_4 : la température de la surface intérieure de l'enveloppe en verre (°C)

σ : constante de Stefan-Boltzmann (W/m² K)

ε_3 : revêtement sélectif de l'absorbeur

ε_4 : L'émissivité de l'enveloppe en verre

Plusieurs hypothèses ont été faites pour dériver cette équation : gaz non participant dans l'anneau, surfaces grises, réflexions diffuses et irradiation, et longs cylindres isothermes concentriques. De plus, on suppose que l'enveloppe de verre est opaque au rayonnement infrarouge. Toutes ces hypothèses ne sont pas tout à fait exactes. Par exemple, ni l'enveloppe de verre ni les revêtements sélectifs ne sont gris, et l'enveloppe de verre n'est pas complètement opaque pour tout le spectre du rayonnement thermique. Toutefois, toute erreur associée aux hypothèses devrait être relativement faible[70].

2.3.5 Transfert de chaleur par conduction à travers l'enveloppe en verre

Le transfert de chaleur par conduction à travers l'enveloppe de verre utilise la même équation que la conduction à travers la paroi de l'absorbeur. Le traitement antireflet sur les surfaces intérieures et extérieures de l'enveloppe en verre est supposé n'introduire aucune résistance thermique et n'avoir aucun effet sur l'émissivité du verre. Cela devrait être assez précis puisque le traitement est une gravure chimique et n'ajoute pas d'éléments supplémentaires à la surface du verre. Comme dans le cas de l'absorbeur, la distribution de température est supposée être linéaire. De plus, la conductance thermique est supposée constante avec une valeur de 1,04[71].

2.3.6 Transfert de chaleur de l'enveloppe de verre à l'atmosphère

La chaleur sera transférée de l'enveloppe de verre à l'atmosphère par convection et rayonnement. La convection sera forcée ou naturelle, selon qu'il y a du vent ou non. La perte de chaleur par rayonnement est due à la différence de température entre l'enveloppe de verre et le ciel[72].

2.3.6.1 Transfert de chaleur par convection

Le transfert de chaleur par convection de l'enveloppe de verre à l'atmosphère ($q'_{56\ conv}$) est la principale source de perte de chaleur, surtout s'il y a un vent. D'après la loi de Newton du refroidissement, équation (2.21) et équation (2.22).

$$q'_{56\ conv} = h_{56}\pi D_5(T_5 - T_6) \quad (2.21)$$

$$h_{56} = \frac{k_{56}}{D_5} Nu_{D5} \quad (2.22)$$

T_5 : température extérieure de l'enveloppe en verre (°C)

T_6 : température ambiante (°C)

h_{56} : coefficient de convection de transfert de chaleur (W/m² K)

D_5 : diamètre extérieur de l'enveloppe en verre

Le nombre de Nusselt dépend si le transfert de chaleur par convection est naturel (sans vent) ou forcé (avec vent).

2.3.6.1.1 Cas sans vent

S'il n'y a pas de vent, le transfert de chaleur par convection de l'enveloppe de verre à l'environnement se fera par convection naturelle. Pour ce cas, la corrélation développée par Churchill et Chu sera utilisée pour estimer le nombre de Nusselt, équation (2.23-2.26).

$$\overline{Nu}_{D5} = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_{D5}^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr_{56})^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (2.23)$$

$$Ra_{D5} = \frac{g\beta(T_5 - T_6)D_5^3}{\alpha_{56}\nu_{56}} \quad (2.24)$$

$$\beta = \frac{1}{T_{56}} \quad (2.25)$$

$$Pr_{56} = \frac{\nu_{56}}{\alpha_{56}} \quad (2.26)$$

Où :

Ra_{D3} : nombre de Rayleigh évalué à D_5

g : constante de gravité 9.81 (m/s²)

α_{56} : diffusivité thermique de l'air (m²/s)

ν_{56} : viscosité de l'aire (m^2/s)

Cette corrélation est valable pour $10^5 < Ra_{D0} < 10^{12}$, et suppose un cylindre horizontal isotherme long. De plus, toutes les propriétés du fluide sont déterminées à la température du film $(T_5 + T_6)/2$.

2.3.6.1.2 Cas de vent

S'il y a du vent, le transfert de chaleur par convection de l'enveloppe de verre à l'environnement se fera par convection forcée. Le nombre de Nusselt dans ce cas est estimé avec la corrélation de Zhukauskas pour un flux de convection forcée externe normal à un cylindre isotherme, équation (2.27).

$$\overline{Nu}_{D5} = C Re_{D5}^m Pr_6^n \left(\frac{Pr_6}{Pr_5} \right)^{1/4} \quad (2.27)$$

Avec :

Re_D	C	M
1-40	0.75	0.4
40-1000	0.51	0.5
1000-200000	0.26	0.6
200000-1000000	0.076	0.7

Et :

$$n = 0.37, \text{ pour } Pr \leq 10$$

$$n = 0.36, \text{ pour } Pr \geq 10$$

Cette corrélation est valable pour $0.7 < Pr_6 < 500$ et $1 < Re_{D5} < 10^6$. Toutes les propriétés du fluide sont évaluées à la température atmosphérique, T_6 , sauf Pr_5 , qui est évaluée à la température extérieure de l'enveloppe de verre.

2.3.6.2 Transfert de chaleur par rayonnement

L'irradiation solaire utile entrante est incluse dans les termes d'absorption solaire. Par conséquent, le transfert de rayonnement entre l'enveloppe de verre et le ciel, dont il est question ici, est causé par la différence de température entre l'enveloppe de verre et le ciel. Pour approximer cela, on suppose que l'enveloppe est un petit objet gris convexe

dans une grande cavité du corps noir (le ciel). Le transfert net de rayonnement entre l'enveloppe de verre et le ciel devient équation (2.28).

$$q'_{57 rad} = \sigma \pi D_5 \varepsilon_5 (T_5^4 - T_7^4) \quad (2.28)$$

σ : constante de Stefan-Boltzmann (W/m² K)

ε_5 : émissivité de la surface extérieure de l'enveloppe en verre

T_5 : température extérieure de l'enveloppe en verre (K)

T_7 : température effective de ciel (K)

D_5 : diamètre extérieur de l'enveloppe en verre

Le ciel, surtout par temps peu clair, n'agit pas comme un corps noir ; cependant, il est pratique courante de le modéliser comme tel et d'utiliser un modèle efficace pour compenser la différence, comme l'affirment Duffie et Beckman. Comme ils l'ont déclaré, " la température effective du ciel explique le fait que l'atmosphère n'est pas à une température uniforme et que l'atmosphère ne rayonne que dans certaines bandes de longueurs d'onde ". De plus, "l'atmosphère est essentiellement transparente dans la région des longueurs d'onde de 8 à 14 μm , mais en dehors de cette fenêtre, l'atmosphère a des bandes absorbantes couvrant une grande partie du spectre infrarouge". Plusieurs relations ont été proposées pour relier la température effective du ciel par temps clair aux données météorologiques mesurées ; toutefois, pour simplifier le modèle, la température effective du ciel est approximativement de 8°C sous la température ambiante comme déterminé dans le modèle original de perte de chaleur pour une température ambiante de 22°C[73][74].

2.3.7 Absorption du rayonnement solaire

Les pertes optiques et l'absorption solaire compte tenu de l'irradiation solaire normale directe, de l'angle solaire et des propriétés optiques des miroirs en creux sont très difficiles à modéliser avec précision à l'aide d'un ensemble d'équations qui peuvent être résolues avec un logiciel comme Matlab. Pour cette raison, les termes d'efficacité optique sont estimés et combinés pour former une efficacité optique efficace, qui à son tour est utilisée pour déterminer les termes de perte optique et d'absorption solaire[75].

2.3.7.1 Absorption du rayonnement solaire dans l'enveloppe de verre

L'absorption solaire dans l'enveloppe vitrée est traitée comme un flux de chaleur pour simplifier le modèle. Physiquement, ce n'est pas vrai. L'absorption solaire dans l'enveloppe vitrée est un phénomène de génération de chaleur et est fonction de l'épaisseur du verre. Cependant, cette hypothèse introduit une erreur minimale puisque le coefficient d'absorption solaire est faible pour le verre, et que l'enveloppe de verre est relativement mince. De plus, une efficacité optique est estimée pour calculer l'absorption solaire. L'équation pour l'absorption solaire dans l'enveloppe vitrée est donnée par l'équation (2.29) et l'équation (2.30).

$$q'_{5\text{SolAbs}} = q'_{Si}\eta_{env}\alpha_{env} \quad (2.29)$$

$$\eta_{env} = \varepsilon'_1\varepsilon'_2\varepsilon'_3\varepsilon'_4\varepsilon'_5\varepsilon'_6\rho_{ci}K \quad (2.30)$$

q'_{Si} : l'irradiation solaire par la longueur de receveur (W/m)

η_{env} : l'efficacité optique effective à l'enveloppe en verre

α_{env} : l'absorptance de l'enveloppe en verre

K : l'angle incident

Tous les termes de l'équation (2.30), sauf K, sont tirés du tableau 2.3. Le terme d'irradiation solaire (q'_{Si}) dans l'équation (2.29) est déterminé en multipliant l'irradiation solaire normale directe par la surface réfléchissante normale projetée du capteur (surface d'ouverture) et en divisant par la longueur du récepteur. Tous les termes des deux équations sont supposés être indépendants de la température.

Tableau 2. 3Estimations des termes d'efficacité optique efficace

ε'_1 = ombrage de tube absorbeur	0.974
ε'_2 = repérage d'erreur	0.994
ε'_3 = erreur géométrique	0.98
ε'_4 = saleté sur le miroir	Réflectance/ ρ_{ci}
ε'_5 = saleté sur le tube absorbeur	$(1+\varepsilon'_4)/2$
ε'_6 = non comptabilisé	0.96
ρ_{ci} = pur réflectance de miroir	0.935
La réflectance typique est entre 0.88 et 0.93	

2.3.7.2 Absorption du rayonnement solaire dans l'absorbeur

L'énergie solaire absorbée par l'absorbeur se produit très près de la surface ; elle est donc traitée comme un flux thermique. L'absorption solaire dans l'absorbeur est donnée par les équations (2.31) et (2.32).

$$q'_{3\text{SolAbs}} = q'_{Si}\eta_{abs}\alpha_{abs} \quad (2.31)$$

$$\eta_{abs} = \eta_{env}\tau_{env} \quad (2.32)$$

Où :

η_{abs} : l'efficacité optique effective à l'absorbeur

α_{abs} : l'absorptance de l'absorbeur

τ_{env} : transmittance de l'enveloppe en verre

2.3.8 Perte de chaleur par le support de tube absorbeur

Les tubes absorbeurs sont soutenus au niveau de la ligne focale du capteur par des supports qui vont de la structure du capteur au tube absorbeur (voir figures 2.5 et 2.6). Il y a un support à chaque extrémité de chaque tube (environ tous les 4 m de longueur du récepteur). Les pertes du support sont approximées en traitant le support comme une ailette infinie, dont la température de base est inférieure de 10 degrés à la température de surface extérieure T_3 de l'absorbeur au point où le support est fixé. Cette température de base estimée tient compte des pertes de chaleur le long de la courte distance entre la fixation du support et la surface minimale de la section transversale, qui est supposée être la base de l'ailette (~ 5 cm avec ~ 4 cm isolé) [76].



Figure 2. 5: le support de tube absorbeur [76]



Figure 2. 6: plan de la fixation du support du récepteur sur le tube absorbeur [76]

La perte de chaleur du support est estimée à l'aide de l'équation (2.33).

$$q'_{con.bracket} = \sqrt{\bar{h}_b P_b K_b A_{cs,b}} (T_{base} - T_6) / L_{abs} \quad (2.33)$$

Où :

\bar{h}_b : coefficient de convection moyenne de support (W/m² K)

P_b : périmètre de support (m)

K_b : coefficient de conduction (W/m K)

$A_{cs,b}$: minimum surface transversale de support (m²)

T_{base} : température de support (°C)

L_{abs} : longueur de l'absorbeur (m)

2.3.9 Cas sans enveloppe en verre

Comme mentionné avant, l'élément de transfert de chaleur est modélisé avec et sans l'enveloppe en verre. La plupart des équations discutées jusqu'à présent concernent le cas de l'enveloppe de verre intacte. Lorsque l'enveloppe de verre est manquante, les cinq équations du bilan énergétique, se réduisent à trois. Les équations pour $q'_{12\ conv}$ et $q'_{12\ cond}$ restent inchangées pour les deux cas. Sans l'enveloppe de verre, les équations de transfert de chaleur par convection et par rayonnement pour l'absorbeur sont calculées à l'aide des mêmes équations. De plus, le terme d'absorption solaire de l'absorbeur est ajusté pour tenir compte du flux solaire qui n'est plus perdu avec l'enveloppe de verre. Dans ce cas, η_{abs} est égal à η_{env} , sans le terme ε_5 , qui correspond aux particules présentes sur le tube absorbeur.

2.4 Le stockage solide de l'hydrogène

Le déploiement de l'hydrogène comme vecteur d'énergie nouvelle nécessite la possibilité de le stocker à grande échelle, dans des espaces, des coûts énergétiques et des conditions de sécurité acceptables. Une solution consiste à le stocker à l'état solide aggloméré sous forme d'hydrure métallique. Un processus de Co-broyage de l'hydrure de magnésium par un métal de transition a rendu aisé le développement de poudres nanostructures hautement réactives puis de matériaux composés qui se comportent bien sur le plan du comportement thermique et mécanique. Les réactions d'hydratation étant très puissamment exothermiques, le développement de cuves performantes nécessite une gestion thermique évoluée, incluant, si cela est possible, le couplage avec une source chaude ou la récupération de la chaleur dissipée pendant la réaction de détente.

2.4.1 Les hydrures métalliques

Les hydrures métalliques sont formés par réaction solide-gaz à partir de certains métaux ou composés intermétalliques capables de former des liaisons réversibles avec l'hydrogène. La figure 2.7 montre schématiquement le processus de réaction, qui implique une première étape de dissociation des molécules d'hydrogène de surface, puis

une deuxième étape de diffusion d'atomes d'hydrogène dans le métal. La formation d'un hydrure est une réaction fortement exothermique.

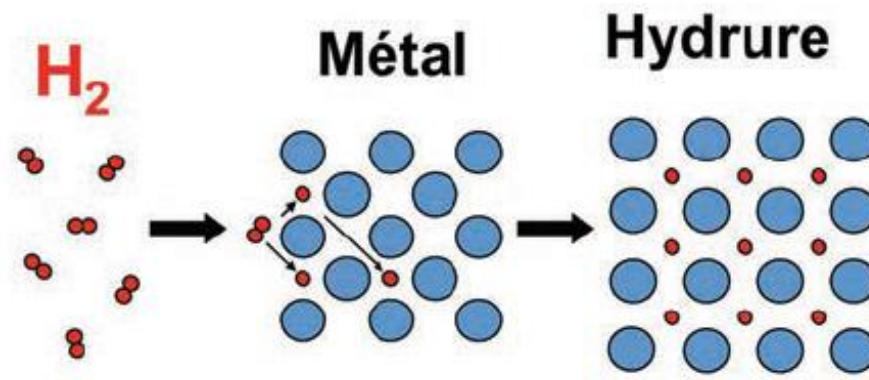


Figure 2. 7: formation de l'hydrure métallique

Les conditions d'équilibre thermodynamique entre le métal et son hydrure dépendent de la température, de la pression et de la composition en hydrogène du système. Ces conditions d'équilibre peuvent être tracées dans la courbe de la composition de pression à une température donnée. La figure 2.8 correspond au cas idéal pour un système hydrure. À faible pression d'hydrogène, une solution solide, la phase α , se forme et sa pression d'équilibre augmente à mesure que le degré d'hydrogénation augmente. Lorsque le niveau de saturation de la phase α est atteint, la transformation structurelle aboutit à la formation d'un hydrure dont le composant défini est la phase β . Cette transformation se fait à pression constante : la phase α et la phase β coexistent et se trouvent dans un plateau stationnaire. De plus, une augmentation de la pression entraîne une saturation de la phase β , qui est la phase préférée pour le stockage de l'hydrogène.

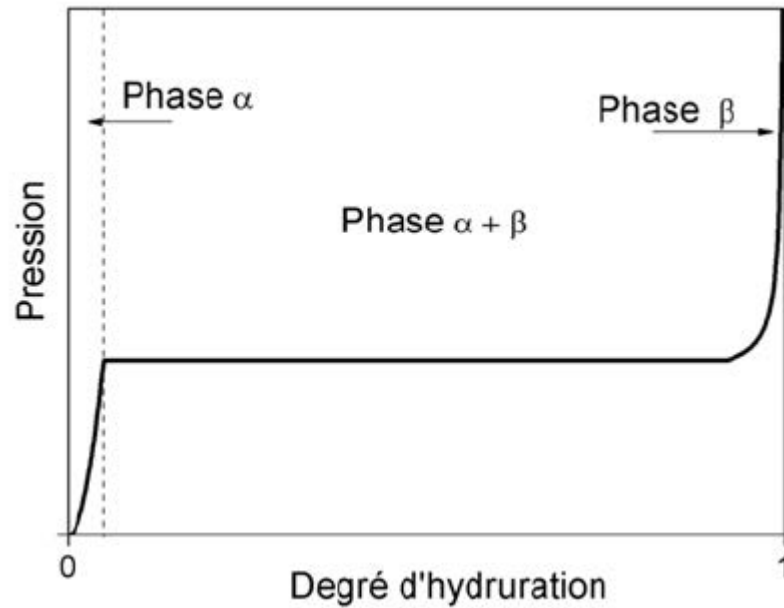


Figure 2. 8: Courbe isotherme de pression d'hydrogène

Bien que l'on observe généralement une hystérésis entre les isothermes d'absorption et de désorption, la formation d'hydrures métalliques est une réaction réversible : en théorie, il suffit de réduire la pression d'hydrogène à une certaine valeur. Moins que la pression d'équilibre pour désorber l'hydrure.

La pression de la plateforme augmente avec la température. La pression d'équilibre est déterminée à partir de la température afin que les domaines d'absorption et de désorption puissent être représentés dans le diagramme pression-température (Figure 2.9). La relation entre la température et l'enthalpie de réaction libre est décrite à l'aide de la loi de Van der Hof, puis l'enthalpie et l'entropie de réaction standard sont calculées, dont la valeur est caractéristique de la stabilité de la réaction.

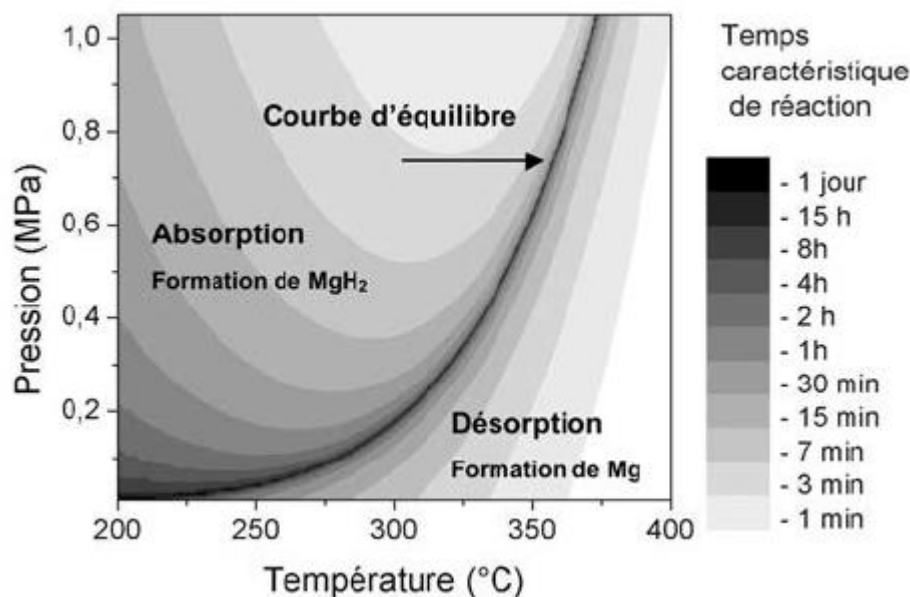


Figure 2. 9: absorption ou désorption de l'hydrogène

Parmi de nombreux hydrures métalliques classiques, on trouve les composés $LaNi_5H_6$, les alliages de type $TiVCrH_x$ et l'hydrure de magnésium. Ces hydrures permettent d'obtenir une densité apparente d'hydrogène supérieure à celle de l'hydrogène liquide. D'autre part, le poids du métal entraîne une réduction significative de la capacité massique de l'hydrure et est actuellement imputable à leurs principaux inconvénients, en particulier pour les applications automobiles. Cependant, la densité énergétique obtenue avec les hydrures reste très élevée (2,4 kWh / kg pour l'hydrure de magnésium). Les hydrures complexes (tels que $LiBH_4$) ont des capacités de tassement plus élevées et sont d'un grand intérêt, mais ils posent des problèmes de cinétique et l'irréversibilité des réactions de déshydratation se produit en plusieurs étapes.

2.4.2 L'hydrure de magnésium nanostructure

L'hydrure de magnésium MgH_2 est l'hydrure réversible le plus léger, avec une capacité massique de 7,6%, correspondant à une densité énergétique de 2,4 kWh / kg. Le magnésium est également abondant, bon marché, recyclable et non polluant. C'est donc un matériau de choix pour le stockage réversible de l'hydrogène à des pressions modérées. Cependant, le magnésium présente deux inconvénients qu'il convient de corriger : la cinétique d'absorption et de désorption de l'hydrogène est très lente (plusieurs heures), la thermodynamique nécessite un fonctionnement à des

températures supérieures à 300 ° C et sait comment faire face aux enthalpies de réaction fortes.

La cinétique d'absorption et de désorption de l'hydrogène est une nature extrinsèque qui dépend dans une large mesure de la microstructure du matériau. Une étude systématique du procédé de Co-broyage de poudres de MgH_2 avec des métaux de transition (vanadium, niobium ...) a été réalisée à l'Institut Néel de Grenoble. L'optimisation du procédé a permis de développer une poudre composite hautement réactive capable d'absorber l'hydrogène à 150 ° C et quelques minutes à 300 ° C après le Co-broyage, les particules de la poudre se diffusant rapidement à partir d'une variété de nano cristallites (Figure 2.10). Les particules de métal de transition sont réparties à la surface des grains d'hydrure. Après le Co-broyage, la cinétique d'absorption mesurée à 240 ° C pour différents teneurs en vanadium a confirmé l'efficacité d'une petite quantité d'additif introduit. La cinétique étant très lente en fin de réaction à 240 ° C, la capacité de l'absorbant reste inférieure à la valeur théorique de 7,6%.

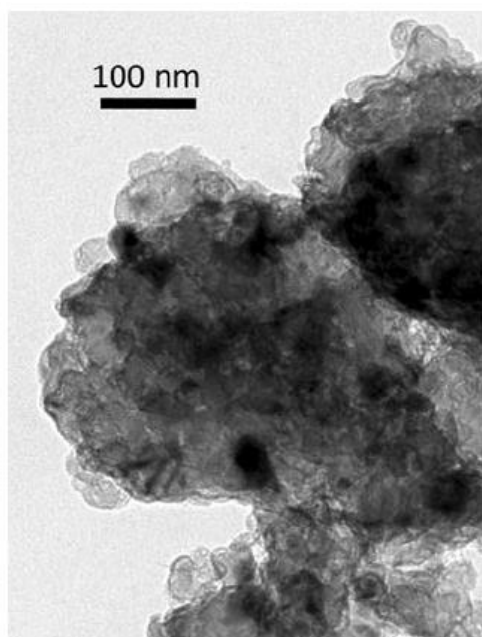


Figure 2. 10: Structuration nanométrique d'une poudre d'hydrure de magnésium [77]

L'amorçage du métal de transition a été confirmé directement par la méthode de diffraction neutronique à l'ILL Grenoble Institute. La poudre d'hydrure de magnésium Co-broyée avec 5% en atomes de ruthénium a été désorbée, puis une série de diagrammes de diffraction ont été continuellement enregistrés pendant la réaction d'absorption de 20 bars de deutérium (il faut utiliser le substitut de l'hydrogène pour éviter toute incohérence. Sous-diffusion, qui est la source de bruit dans le spectre de

diffraction). Le deutéride de magnésium MgD_2 vient tout juste de commencer à se former à la fin de l'enregistrement et n'apparaît donc que dans la deuxième étape. L'additif favorise la dissociation de la molécule D_2 ou H_2 , puis favorise la diffusion de l'hydrogène dans les grains de magnésium (Figure 2.11).

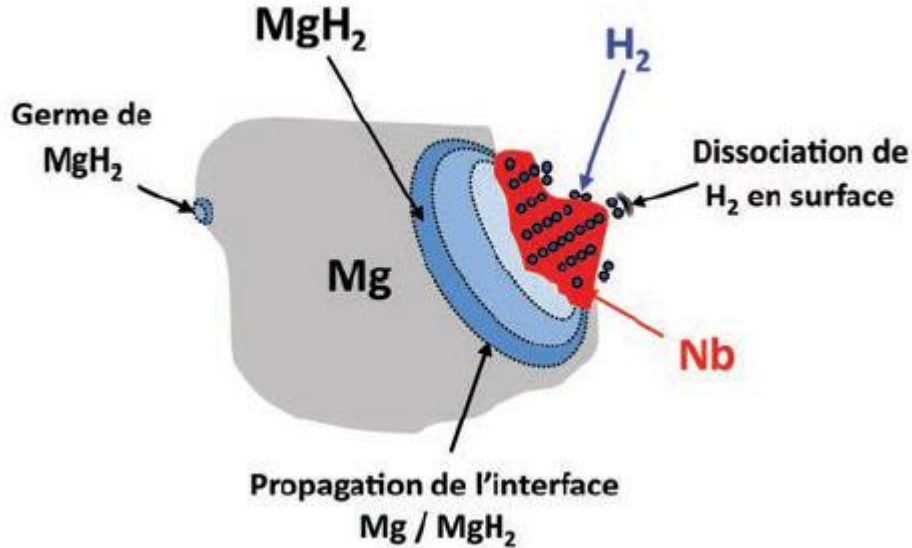


Figure 2. 11: Schéma illustrant la dissociation de l'hydrogène

2.4.3 Simulation de comportement d'un réservoir de stockage solide d'hydrogène

Les simulations numériques d'échange de chaleur et de fluide nous permettent de mieux comprendre les mécanismes de couplage impliqués dans l'hydrogénation de la poudre de magnésium. Cela nécessite de résoudre une équation qui régit la température et le champ de pression de l'hydrogène, comme il est donné à l'équation (2.34). En résolvant l'équation de transfert, le transfert de chaleur peut être considéré.

$$\rho C_p \left(\frac{dT}{dt} + \vec{V} \nabla T \right) = \vec{\nabla} (\bar{\lambda} \nabla T) + S \quad (2.34)$$

Où V représente le champ de vitesse de l'hydrogène, C_p représente la chaleur spécifique de l'hydrogène et S représente la source de chaleur volumétrique fournie par la nature exothermique de la réaction d'hydrogénation. Le terme est proportionnel à la vitesse d'hydrogénation en fonction de la pression d'équilibre, de la pression du gaz et de la température. Ce terme est dérivé de résultats expérimentaux antérieurs sur de petits échantillons. De côté gauche de l'équation (2.34) reflète la régularité du champ de température et passe Le flux d'hydrogène, tandis que le premier terme du membre

de droite représente la diffusion dans un milieu poreux Sa conductivité thermique anisotrope se présente sous la forme d'un tenseur ($\bar{\lambda}$).

Le réservoir consiste en une pile de disques compactés avec du graphite naturel expansé. Des ailettes en cuivre sont insérées entre les disques pour favoriser le transfert de chaleur (Figure 2.12).



Figure 2. 12: assemblage des disques d'hydrure de magnésium [78]

Pendant le chargement, la chaleur générée par la réaction provoque une élévation soudaine de la température jusqu'à une température d'équilibre correspondant à la pression appliquée (Figure 2.13). Une fois l'hydrogénation terminée, le dégagement de chaleur est interrompu et la température revient à la température définie. Le temps de chargement est directement lié au rendement de l'échange thermique et le rendement de l'échange thermique est un facteur limitant de la réaction. Après remplissage, la densité de stockage est égale à 480 bars[79][80][81][82][83].

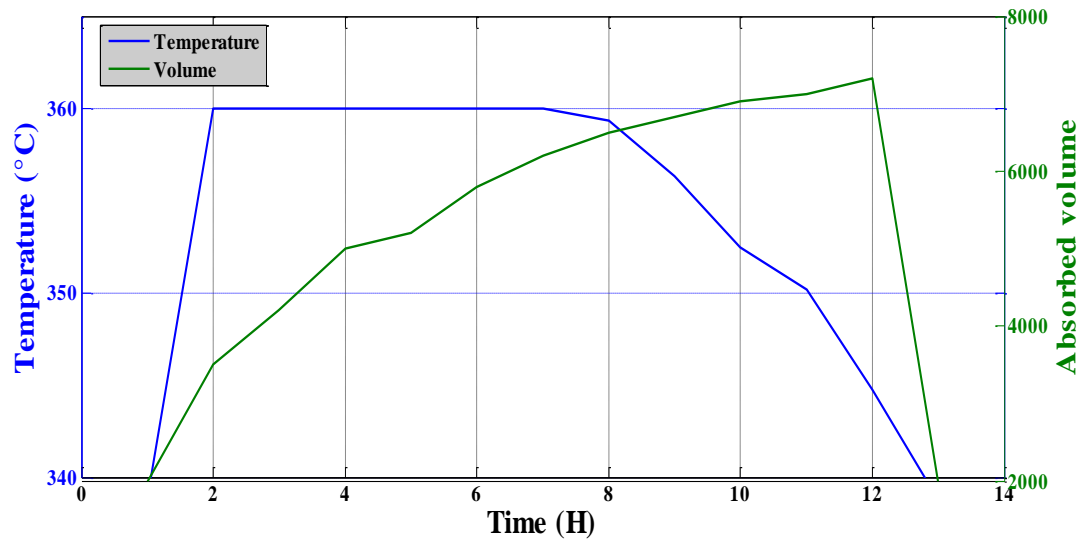


Figure 2. 13: absorption d'hydrogène

La figure 2.14 montre l'évolution du volume d'hydrogène désorbé et la température de thermocouple placé au sein du réservoir.

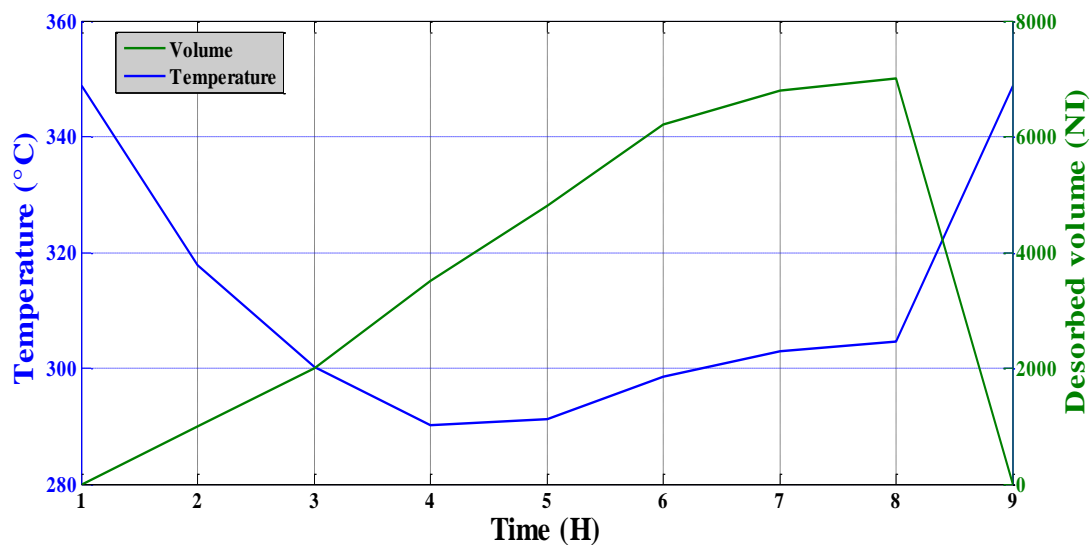


Figure 2. 14: désorbitions d'hydrogène

2.5 Conclusion

Bien que l'hydrure de magnésium présente une température de désorption supérieure à 300 °C. Mais grâce au système de concentration, il est possible d'obtenir cette température pendant le champ solaire. De cet effet, on peut considérer les réservoirs d'hydrogène comme un système de stockage d'énergie pour produire l'électricité.

Chapitre III : Modèle de concentration proposé

3.1 Introduction

L'énergie solaire est l'une des énergies renouvelables les plus disponibles et représente une importante source d'énergie thermique [84]. Le concentrateur parabolique cylindrique (PTC) concentre l'énergie solaire dans l'absorbeur en utilisant des miroirs paraboliques cylindrique; le fluide situé dans le tube absorbeur est utilisé pour transférer la chaleur absorbée pour produire l'énergie électrique, il existe d'autres utilisations de PTC comme le préchauffage [85]. Le stockage d'énergie thermique (TES) est adaptable à des systèmes solaires à concentration pour favoriser l'intégration des centrales d'énergie renouvelable et augmenter sa rentabilité [86][87][88]. Étant donné que cette technologie est renouvelable, flexible et facile à connecter au réseau électrique, elle présente une alternative essentielle dans le marché de la production internationale d'électricité [89].

La configuration géométrique et l'optimisation de la conception affectent de manière significative l'efficacité et les coûts de PTC. Ces collecteurs ont une bonne efficacité, mais ils ont besoin de miroirs paraboliques de haute performance pour une perception correcte de rayonnement solaire. Les chercheurs ont proposé des modèles optiques et thermiques pour améliorer la performance de PTC. Dans [90], Une étude de la performance optique et thermique de PTC est réalisée et des modèles de conception de collecteur sont proposées. Les auteurs démontrent que l'angle de l'ouverture a une réelle influence sur la chaleur totale capturée, proposant une valeur optimale de cet angle doit être déterminée pour augmenter l'absorption du fluide absorbant. L'influences du débit massique de fluide, la longueur de l'absorbeur et la nature du fluide absorbeur sur l'énergie produite sont considérés dans [91]. Un modèle numérique de PTC, pour améliorer l'efficacité et réduire les coûts d'investissements, est présenté dans [92]. En ce qui concerne la modélisation de l'absorbeur, en [93] le nombre et l'emplacement optimal des ailettes internes dans le tube absorbeur est étudiée, afin d'améliorer le transfert de chaleur. Plusieurs alternatives ont été formulées, en utilisant des miroirs plats. Le systèmes solaires Fresnel de concentration linéaire pourrait réduire l'investissement initial dans l'installation solaire et d'améliorer l'efficacité de la production [94]. Une autre étude montre que les paramètres optiques et géométriques de modèle de Fresnel pourrait avoir un rôle important dans l'efficacité de centrale [95]. D'autres investigations ont développé des modèles géométriques du système de

réflecteur linéaire de Fresnel compact et améliorés la performance optique des miroirs [96], [97].

Dans cette étude, une nouvelle conception de capteurs PTC est proposé, en utilisant des diapositives de miroirs simples pour se conformer au creux parabolique. L'angle de la parabole est contrôlable, ce qui rend cette conception flexible et adaptable aux besoins de l'énergie et de l'irradiation. Une véritable mise en œuvre de test est effectuée à la ville de Annaba, Algérie. Les données de la température de l'absorbeur pour différentes irradiations et angles d'ouverture sont collectés. A partir des données, les équations de modélisation du chauffage de l'absorbeur dans le point focal en fonction de l'angle d'ouverture, l'irradiation et le temps d'observation sont obtenues. Des techniques d'ajustement sont utilisées pour calculer un modèle mathématique de transfert de chaleur. Les résultats montrent que l'angle d'ouverture optimal (ce qui entraîne plus grande augmentation de la température) dépend de l'irradiation. Le modèle proposé est appliqué pour résoudre deux problèmes : a) le calcul de l'angle d'ouverture optimal des PTC fixes classiques pour les nouvelles installations, en fonction des irradiations estimer, et b) l'évaluation de l'efficacité d'un PTC flexible contrôlable.

Les principales contributions du travail sont: a) le développement et l'essai d'un PTC avec un angle d'ouverture variable; b) proposition et réalisation d'un modèle mathématique pour représenter les observations d'absorption; c) le calcul et l'évaluation de l'angle d'ouverture, l'irradiation et le temps d'influences d'observation dans le modèle; et d) l'application du modèle proposé pour résoudre deux questions pratiques pertinentes, qui sont les suivantes: quelle est la relation et l'influence du temps et de l'irradiation sur la chaleur absorbée.

3.2 Modélisation proposée et mise en œuvre du PTC flexible

Dans la littérature, les miroirs du CSP sont principalement faits en des feuilles de verre bombées avec deux couches réfléchissantes d'argent et de protection. Les feuilles de verre paraboliques cylindriques nettoyés et plaqués d'argent, sont obtenu par pulvérisation. Les solutions contiennent non seulement du nitrate d'argent, mais aussi des agents pompés aux pistolets de pulvérisation pour étaler le mélange sur la surface du verre. La couche est générée immédiatement, dès que les liquides se mélangent et a frappé la surface du verre. Après la couche d'argent, une couche de cuivre protecteur est appliquée sur le revêtement réfléchissant. En fin de compte, le miroir est revêtu de

verniss spéciaux pour résister à des impacts extérieures [98][99]. Dans la conception proposée, les miroirs conservent la même structure que la fabrication conventionnelle, mais ils sont découpés en petits morceaux rectangulaires de 50 mm de large et collé avec une gomme en silicone sur une feuille de métal souple ; un espace de quelques millimètres séparant les morceaux de miroirs collés sur cette feuille souple. Par conséquent, pendant le changement de l'ouverture la friction entre les miroirs est évitée.

A chaque fois que l'ouverture de la surface réfléchissante est modifiée, la surface de concentration et le point focal au le fluide caloporteur réside est modifié. Le projet de construction du collecteur permet de modifier l'angle d'ouverture, comme représente la Figure 3. 1.

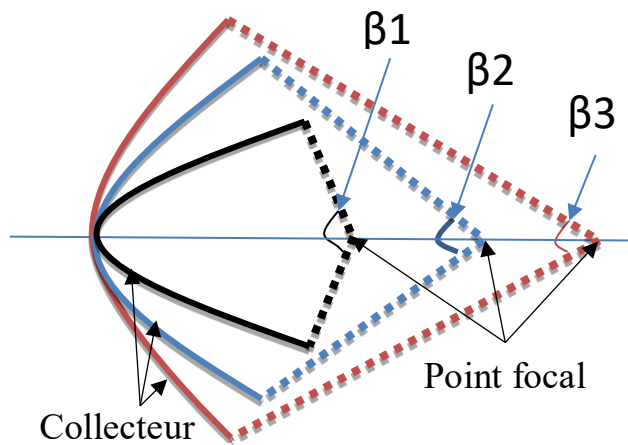


Figure 3. 1: Fonctionnement de la conception proposée.

Le modèle CSP proposé a été élaboré au laboratoire Électrotechnique, Université de Annaba, Algérie. Pour tester la conception proposée, le collecteur est construit avec des morceaux de miroirs (50x5 cm), collées sur une feuille métallique flexible (50x80 cm). L'absorbeur est un métal (50x2 cm) coloré avec du noir sur le côté opposé aux miroirs et recouvert d'aluminium de l'autre côté pour augmenter son facteur d'absorption (Figure 3.2).

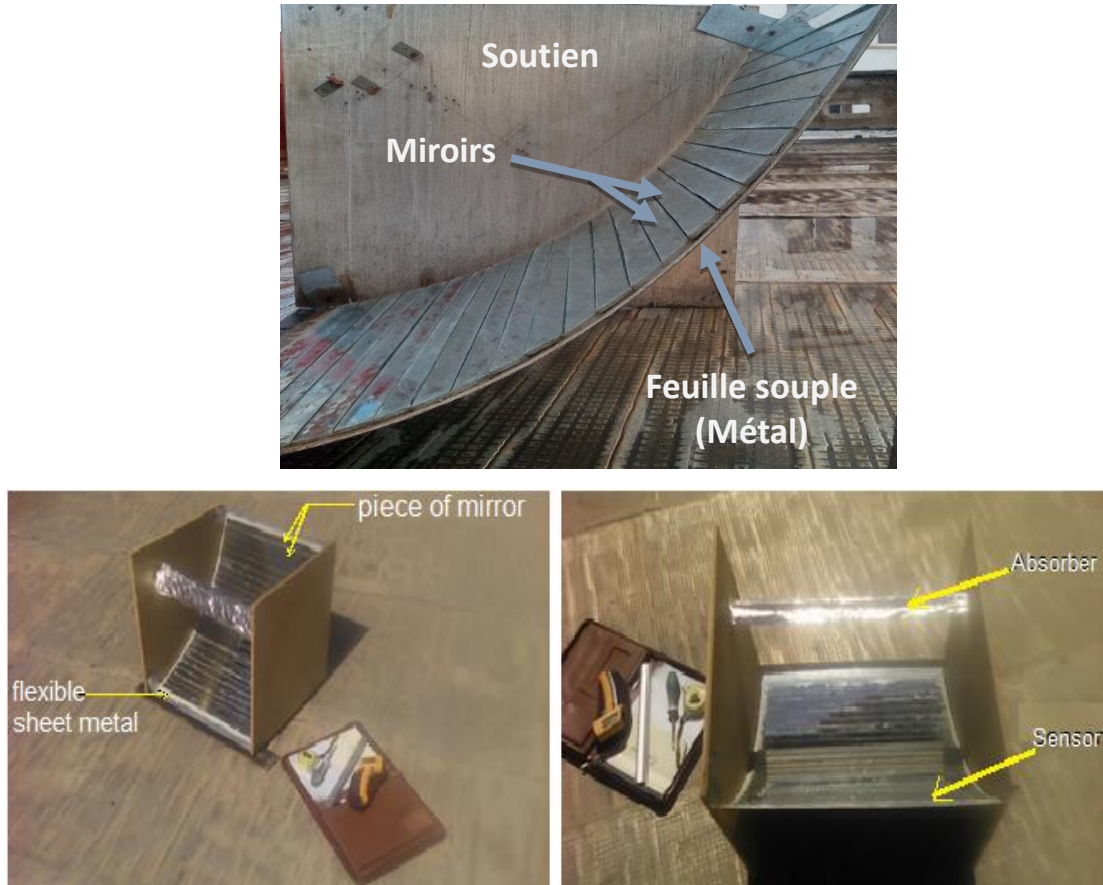
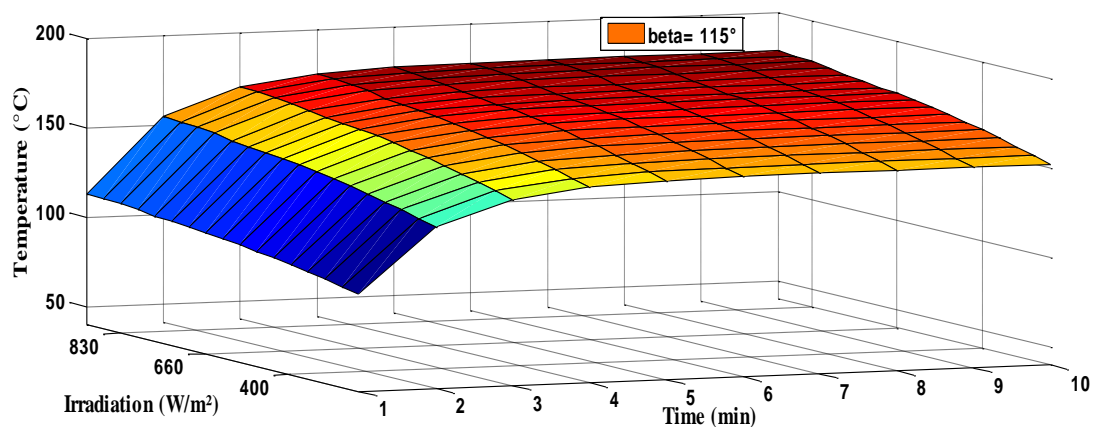
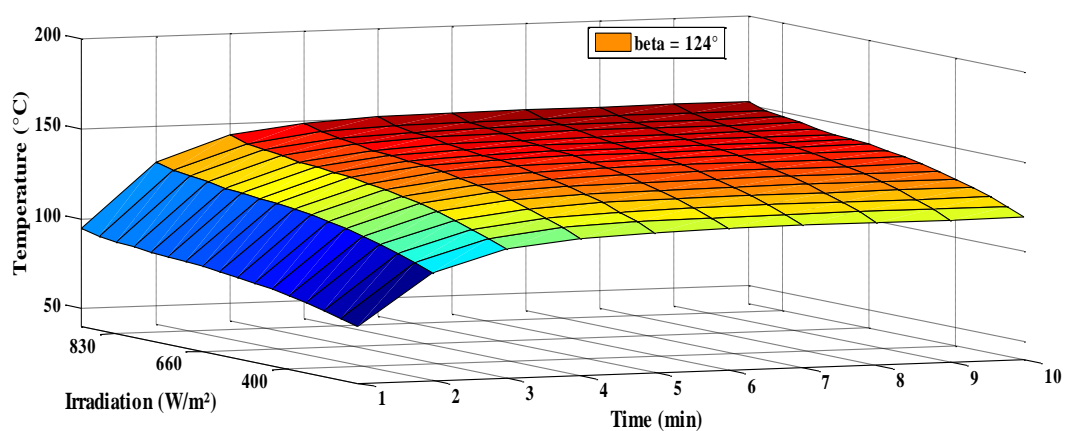


Figure 3. 2 : CSP flexible réalisé au laboratoire.

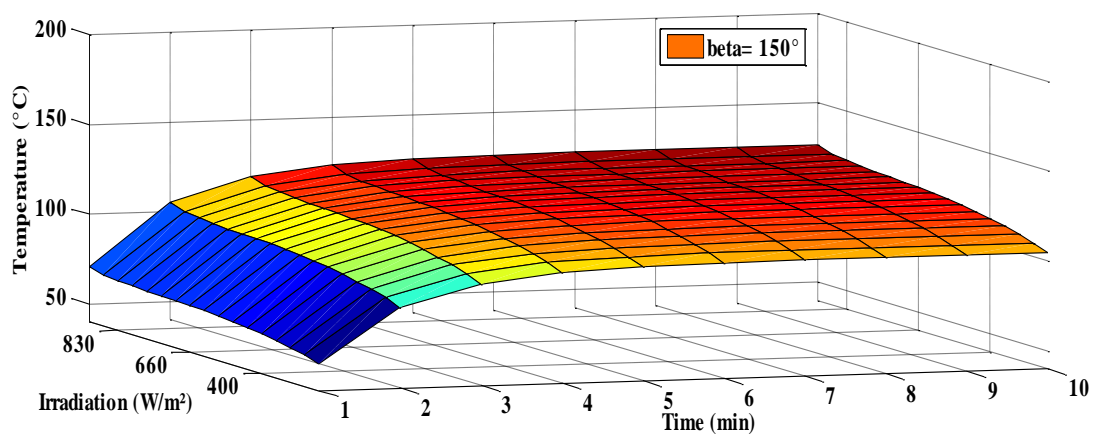
La chaleur transférée à l'absorbeur est mesurée à l'aide d'un pistolet Lazarus et l'irradiation est mesurée avec un luxmètre. Les expériences sont réalisées dans un horizon de temps de 10 min, avec une température de l'absorbeur initiale et l'irradiation mesurée à chaque minute de cet horizon. Comme la variation de l'irradiation est très faible au cours des 10 minutes, l'irradiation à chaque expérience est considérée fixe. Le modèle mis en œuvre (Figure 3. 2) a été testée pour trois angles d'ouverture β (115 °, 124 ° et 150 °) et dix-sept irradiations solaires (400, 429, 460, 480, 500, 540, 570, 600, 630, 660, 670, 700, 730, 790, 830, 890, 1000 W / m²) à 36 ° 54'42" Nord, 7 ° 45'03" Est (ville d'Annaba, Algérie) au cours des mois Février au Avril 2017. Les résultats obtenus à partir des expériences sont présentés sur la Figure 3. 3.



a.



b.

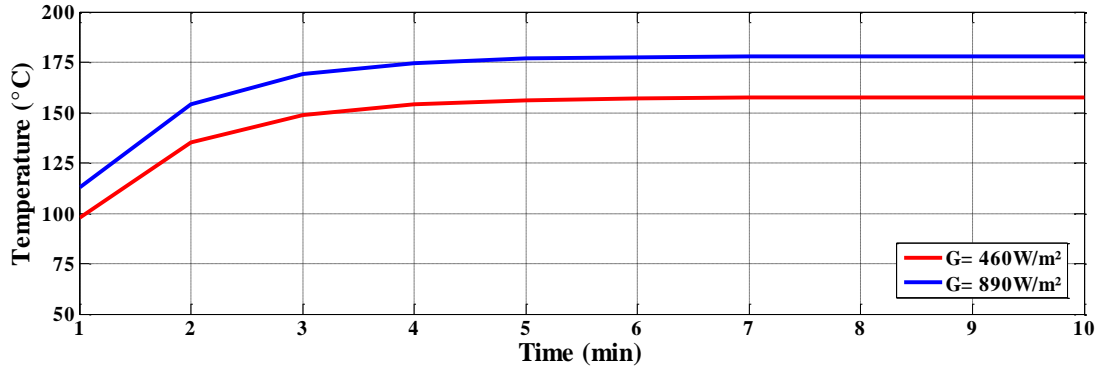


c.

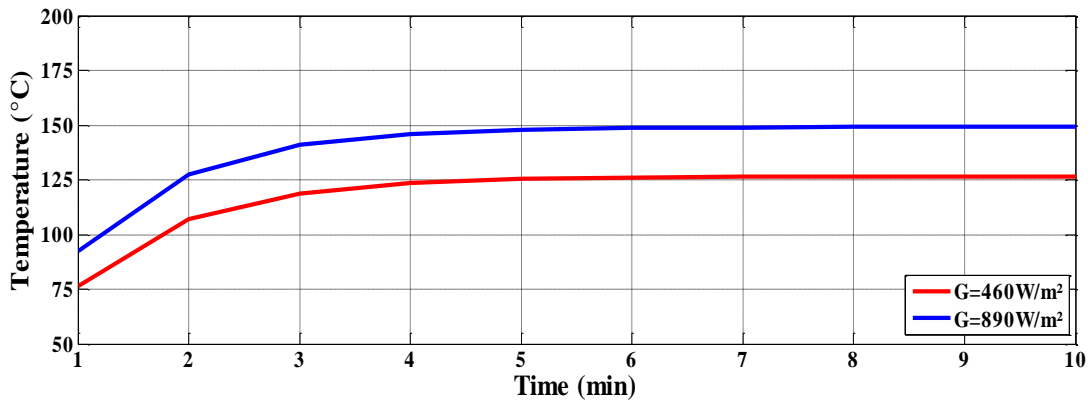
Figure 3. 3: Les températures de l'absorbeur, en fonction de l'irradiation, le temps et l'angle d'ouverture, pour : a. $\beta = 115^\circ$, b. $\beta = 124^\circ$, et c. $\beta = 150^\circ$.

3.3 La modélisation mathématique du CSP flexible

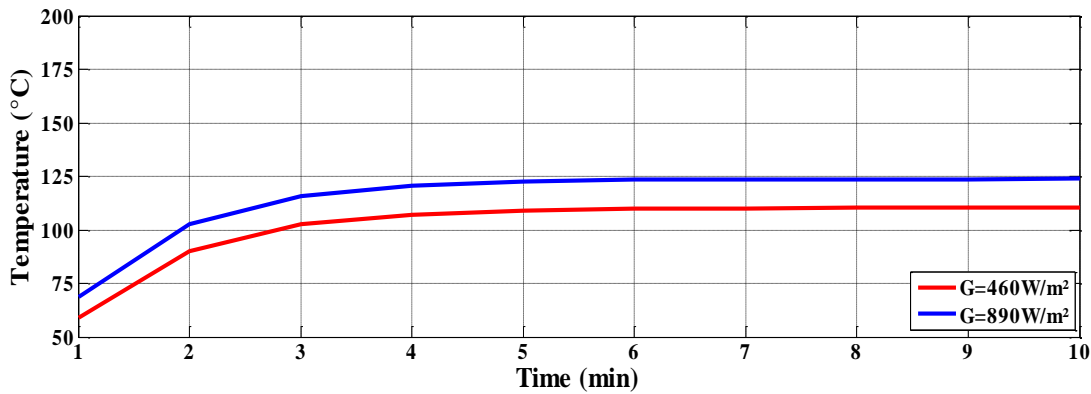
De la Figure 3.3, les surfaces des différentes mesures ont une structure similaire. Comme prévu, la température de l'absorbeur à une augmentation avec le temps de la simulation et l'irradiation. Sur la Figure 3.4, la variation de la température avec le temps pour les six courbes typiques extraites de la Figure 3.3 est présentée.



a.



b.



c.

Figure 3. 4: Variation de la température de l'absorbeur, en fonction du temps de la simulation, pour $\beta = 115^\circ$, b. $\beta = 124^\circ$, et c. $\beta = 150^\circ$.

A partir des tracés des résultats expérimentaux présentés sur la Figure 3.4 (et d'autres résultats semblables effectuées sur les courbes de la Figure 3.3), les équations exponentielles (3.1) peuvent être utilisées pour représenter l'augmentation de la température, pour des valeurs fixes d'angles d'ouverture et d'irradiation. Ces résultats sont cohérents avec la littérature [100].

$$T_G = A_G(1 + e^{-\alpha_G \cdot t}) \quad (3.1)$$

Où

$$A = T_F \quad (3.2)$$

$$\alpha = -\frac{1}{t} \ln\left(1 - \frac{T_G}{A}\right) \quad (3.3)$$

En (3.1), A est la température de saturation (mesurée à la fin de l'horizon 10 min), en fonction du matériau récepteur et son volume. Par conséquent, cette valeur est mesurée directement. α est le coefficient qui décrit la réponse dynamique d'absorption et peut être calculé à partir de (3.3). Les deux paramètres, A et α , sont en fonctions de l'irradiation G et de l'angle d'ouverture β . Sur la Figure 3.5 et 3.6, ces fonctions sont tracées, à partir des données collectées.

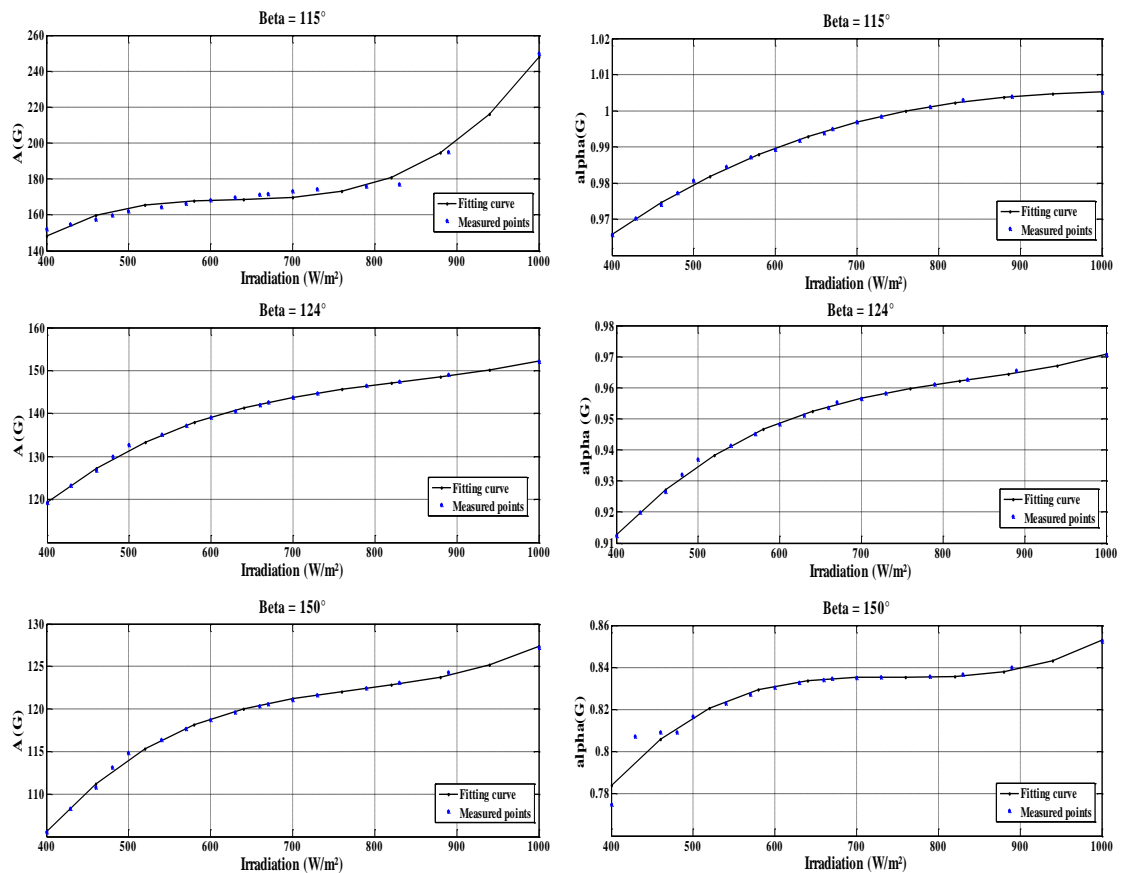
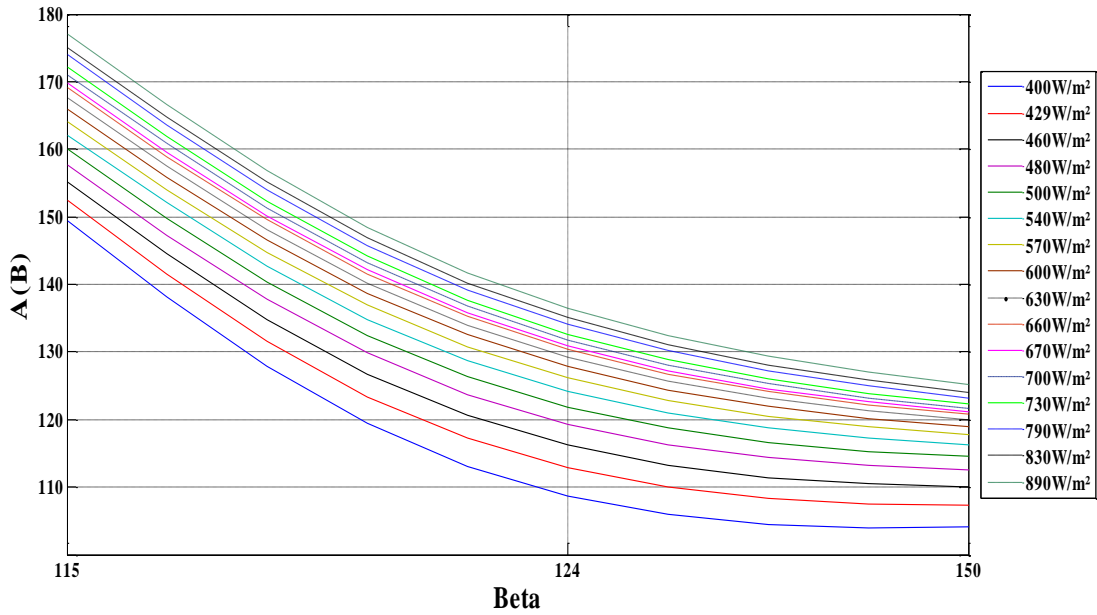
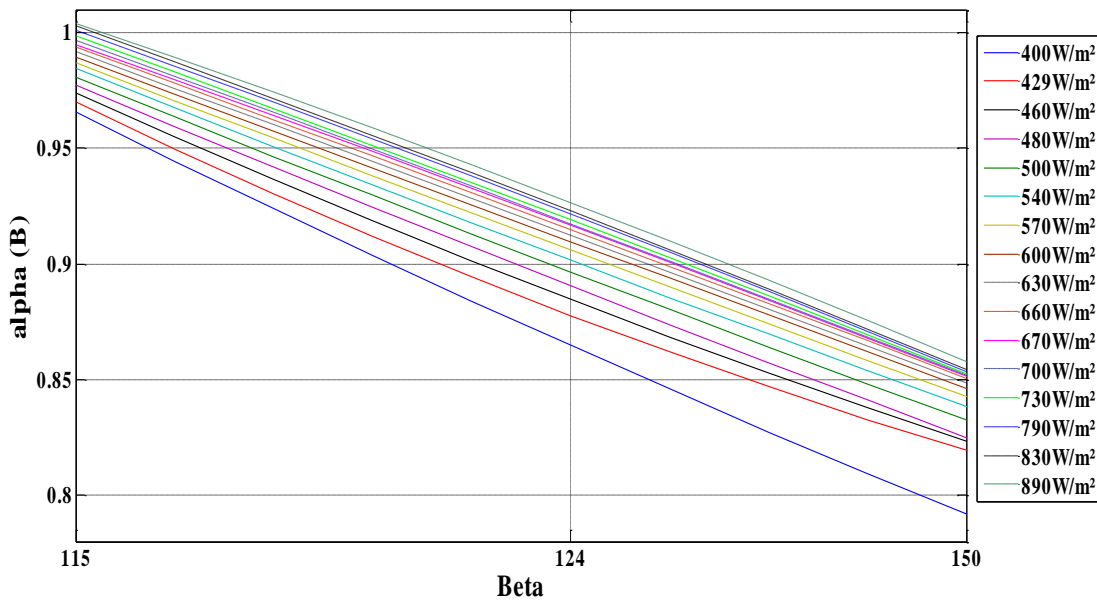


Figure 3. 5: Variations de A et α , en fonction de l'irradiation G.



a.



b.

Figure 3. 6: Variations de A et α , en fonction de l'angle d'ouverture β : a. A en fonction de β , b. α en fonction de β .

Les figures 3.5 et 3.6, présente A et α en fonction de l'irradiation des deux paramètres, l'irradiation G et l'angle d'ouverture β . Par conséquent, l'expression (3.1) peut être écrit en (3.4).

$$T(G, \beta, t) = A(G, \beta)(1 - e^{-\alpha(G, \beta)t}) \quad (3.4)$$

En outre, sur les figures 3.5 et 3.6, A et α avoir un comportement plus irrégulier avec la variation de l'irradiation G que l'angle d'ouverture β . Par conséquent, les

équations du troisième degré sont proposées pour représenter la variation de A et α avec l'irradiation G et les expressions du second degré pour la relation de ces variables avec β . Fit fonction de Matlab (Le MathWorks, Natick, 2017) permet d'obtenir une expression combinée de $A(G, \beta)$ et $\alpha(G, \beta)$ (les relations proposées). La procédure Trust-region est utilisée pour obtenir les polynômes non linéaires. Les résultats pour $A(G, \beta)$ et $\alpha(G, \beta)$ sont présentés dans (3.5) et (3.6), respectivement.

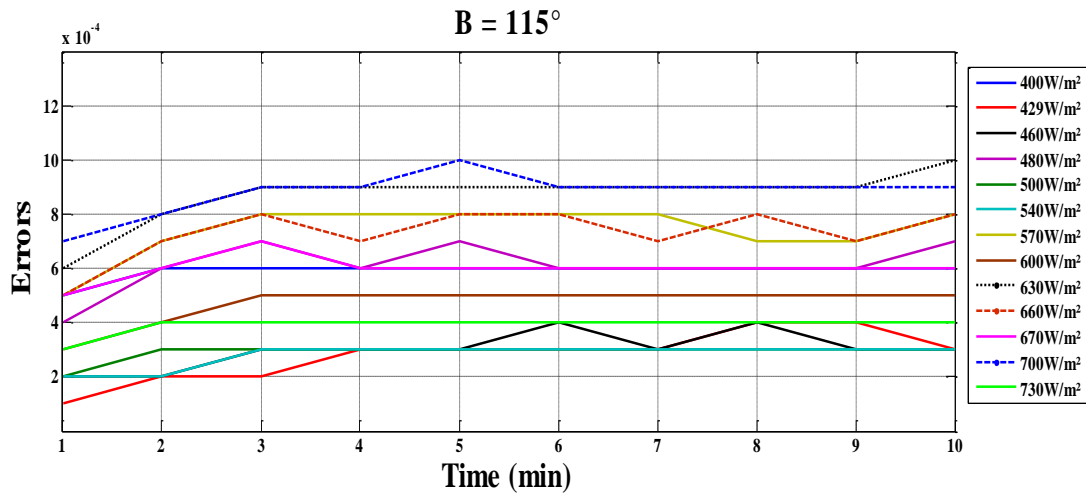
$$A(G, \beta) = 58.31 + 1.051 \cdot \beta + 0.2471 \cdot G - 0.003915 \cdot \beta^2 + 0.000678 \cdot \beta \cdot G - 0.0003164 \cdot G^2 - 1.855 \cdot 10^{-6} \cdot \beta^2 \cdot G - 3.984 \cdot 10^{-8} \cdot \beta \cdot G^2 + 1.35310^{-7} \cdot G^3 \quad (3.5)$$

$$\alpha(G, \beta) = 2.269 - 0.00962 \cdot \beta - 0.0006654 \cdot G + 1.2555 \cdot 10^{-5} \cdot \beta^2 + 1.1775 \cdot 10^{-5} \cdot \beta \cdot G - 1.078 \cdot 10^{-6} \cdot G^2 - 1.91075 \cdot 10^{-8} \cdot \beta^2 \cdot G - 0.9845 \cdot 10^{-9} \cdot \beta \cdot G^2 + 5.593 \cdot 10^{-10} \cdot G^3 \quad (3.6)$$

A l'annexe 1, les valeurs calculées avec (3.4) - (3.6) et les mesures réelles sont comparés. L'erreur entre les formules et les données expérimentales obtenues est calculée en utilisant (3.7).

$$\Delta T(G, \beta, t) = \frac{|T_m - T(G, \beta, t)|}{T_m} \cdot 100\% \quad (3.7)$$

Sur la Figure 3.7, les erreurs pour les trois ouvertures β , sont mesurées et représentés.



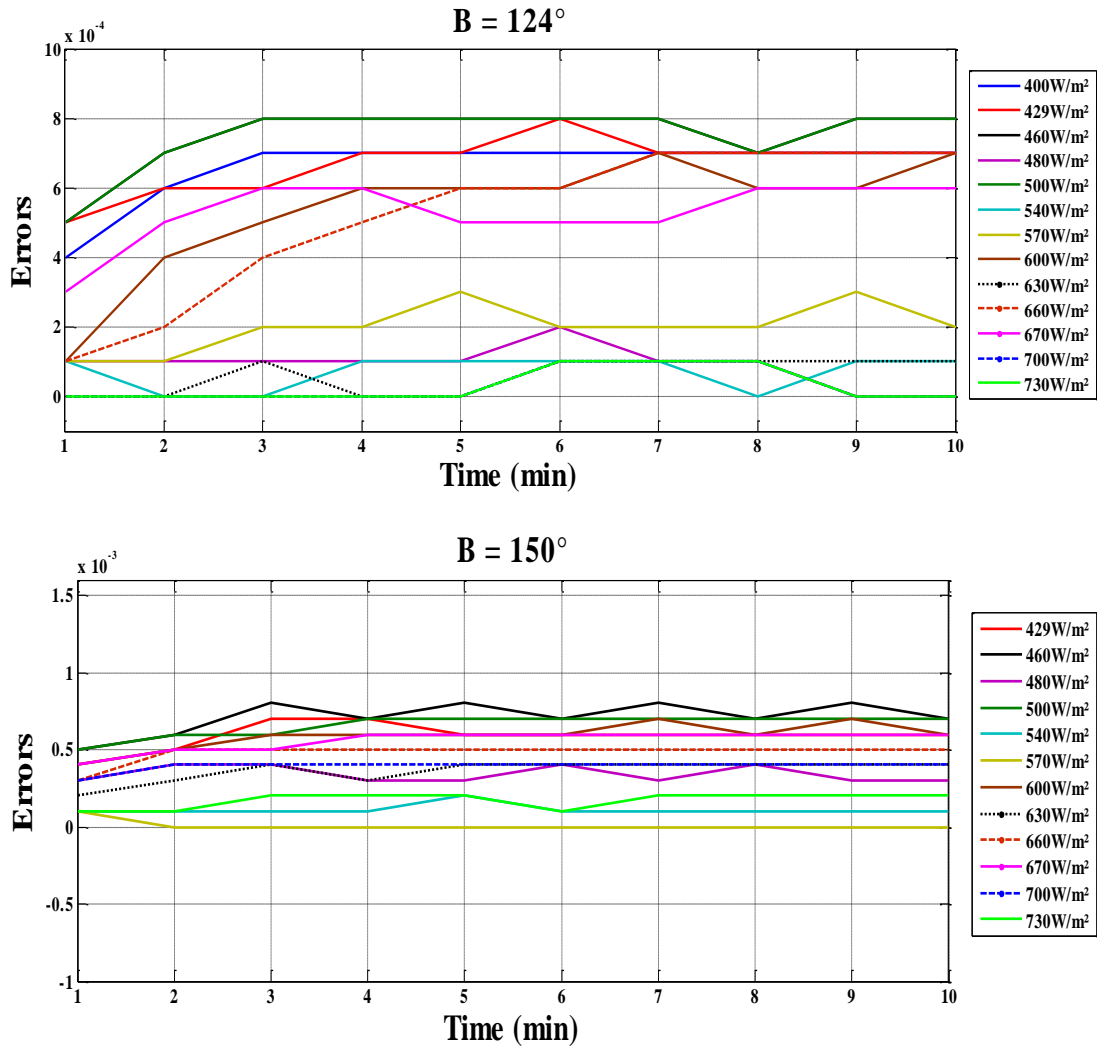


Figure 3. 7: Erreurs de température du modèle proposé. ΔT

D'après la Figure 3.7, l'erreur totale maximale du modèle proposé (3.4) - (3.6) est calculé en %. Pour les différentes ouvertures, les erreurs sont réparties de façon homogène dans le temps de rayonnement et de la simulation, l'erreur totale et de $\Delta T_{max}(G, \beta, t) = 0.001$, l'erreur maximale enregistrée pour les coefficients A et α sont $\Delta A_{max}(G, \beta, t) = 0,000698 \%$ et $\Delta \alpha_{max}(G, \beta, t) = 0,000172\%$, respectivement. La diminution des erreurs présentées par modèle (3.4) - (3.6) montrent l'efficacité du modèle proposé pour représenter les données réelles.

3.4 Calcul de l'angle d'ouverture optimale

L'énergie absorbée dans le liquide de transmission T (G, β, t) a une relation non linéaire avec l'angle d'ouverture β , Comme indiqué en (3.4) - (3.6). A titre d'exemple, sur la Figure 3.8, le comportement de T (G, β, t) pour $G = 700 \text{ W/m}^2$ est représenté.

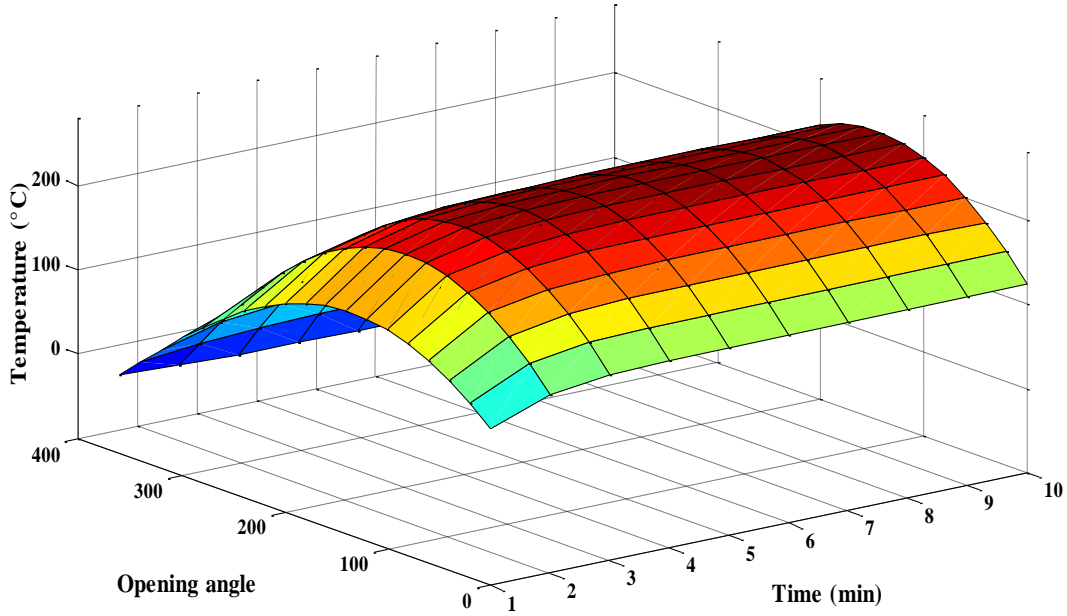


Figure 3. 8: $T(G, \beta, t)$ pour $G = 700 \text{ W/m}^2$, modèle mathématique.

Sur la Figure 3.8, on constate qu'il existe une valeur optimale de l'angle d'ouverture β , qui augmente la température du fluide (l'absorption solaire). L'angle d'ouverture optimal β^* est en fonction de l'irradiation G . A cet effet, la dérivée de (3.4) est calculée et réglée égale à zéro (3.8).

$$\frac{\partial T(\beta, G, t)}{\partial \beta} = \frac{\partial A(\beta, G)}{\partial \beta} + \left(A(\beta, G) \cdot \frac{\partial \alpha(\beta, G)}{\partial \beta} \cdot t - \frac{\partial A(\beta, G)}{\partial \beta} \right) \cdot e^{-\alpha(\beta, G) \cdot t} = 0 \quad (3.8)$$

A partir de (3.5) et (3.6), résulte (3.9) et (3.10).

$$\frac{\partial A(\beta, G)}{\partial \beta} = 1.051 - 0.00783 \cdot \beta + 0.000678 \cdot G - 3.71 \cdot 10^{-6} \cdot G \cdot \beta - 3.984 \cdot 10^{-8} \cdot G^2 \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial \alpha(\beta, G)}{\partial \beta} = -0.00962 + 2.511 \cdot 10^{-5} \cdot \beta + 1.1775 \cdot 10^{-5} \cdot G - 3.8215 \cdot 10^{-8} \cdot G \cdot \beta - 0.9845 \cdot 10^{-9} \cdot G^2 \quad (3.10)$$

Substituant (3.9) et (3.10) dans (3.8), les valeurs optimales des angles d'ouverture β^* peut être calculé, pour chaque rayonnement et le temps de simulation. Sur la Figure 3.9, ces valeurs sont représentées.

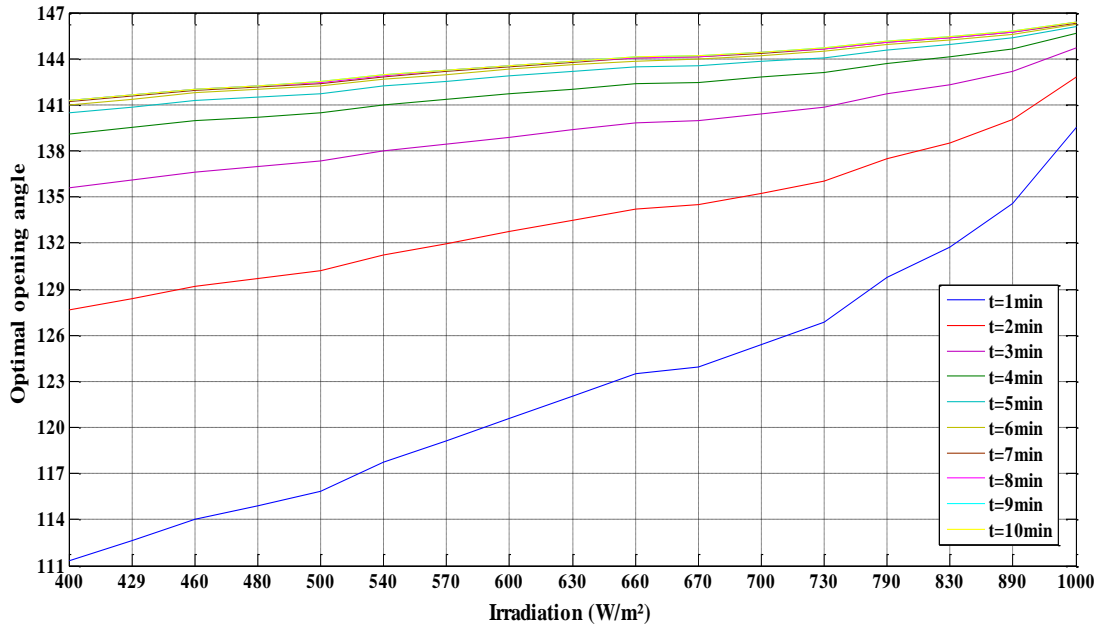


Figure 3. 9 : Angles d'ouverture optimale, β^* .

Comme observé sur la Figure 3.9, la valeur optimale de l'angle d'ouverture dépend de l'horizon que le transfert de chaleur maximum est recherché. Le calcul des courbes avec des horizons inférieurs cause des erreurs de mesure plus grandes ($t = 1 \text{ min}$ et $t = 2 \text{ min}$), les ouvertures optimales sont enfermées dans l'intervalle $135^\circ < \beta^* < 147^\circ$, un intervalle avec une valeur moyenne de $141^\circ \pm 4,26\%$.

3.5 Applications

Le modèle proposé sur ce travail est utile pour calculer l'angle d'ouverture optimale de PTC fixes avant l'installation. En fonction du profil de l'irradiations dans une localisation spécifique, les différents angles d'ouverture peuvent être plus ou moins rentables. De la Figure 3.9, on peut obtenir l'angle d'ouverture optimale pour l'irradiation la plus probable. A titre d'exemple, supposons que l'irradiation moyenne prévue dans la localisation est $G = 800 \text{ W/m}^2$. De (3.4) - (3.6), la température à obtenir (en considérant $t = 10 \text{ min}$) pour un PTC classique avec un angle d'ouverture $\beta = 140^\circ$ est 154° C . Cependant, en utilisant l'angle d'ouverture optimal pour cette irradiation, $\beta = 145^\circ$ (Figure 3.9), on peut obtenir une température de 162° C , résultant en une augmentation de l'efficacité de la capture de chaleur de $5,19\%$.

L'efficacité d'un PTC souple peut également être évalué. Dans Figure 3.10, est proposé une irradiation en évolution rapide. Les températures obtenues dans le collecteur pour PTC fixes et variables sont représentées à la Figure 3.11. Dans la

simulation de PTC flexible, il est supposé que le PTC soit parfaitement contrôlable et l'angle d'ouverture peut changer à chaque minute, suivant la valeur optimale de la Figure 3.9 pour $t = 10\text{min}$. l'angle d'ouverture de PTC fixe est $\beta = 146^\circ$. Les deux courbes sont calculées en utilisant (3.4) - (3.6).

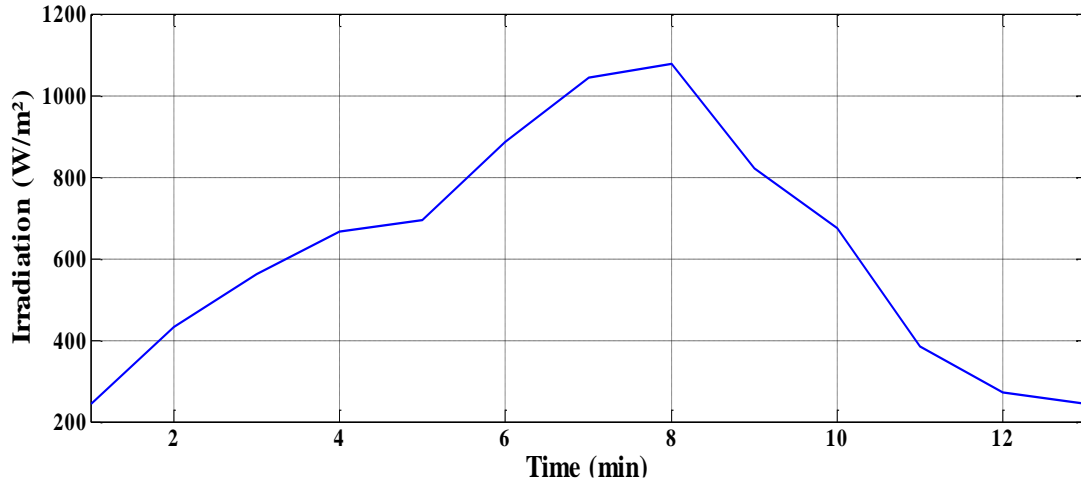


Figure 3. 10 : Irradiation de test (W/m²)

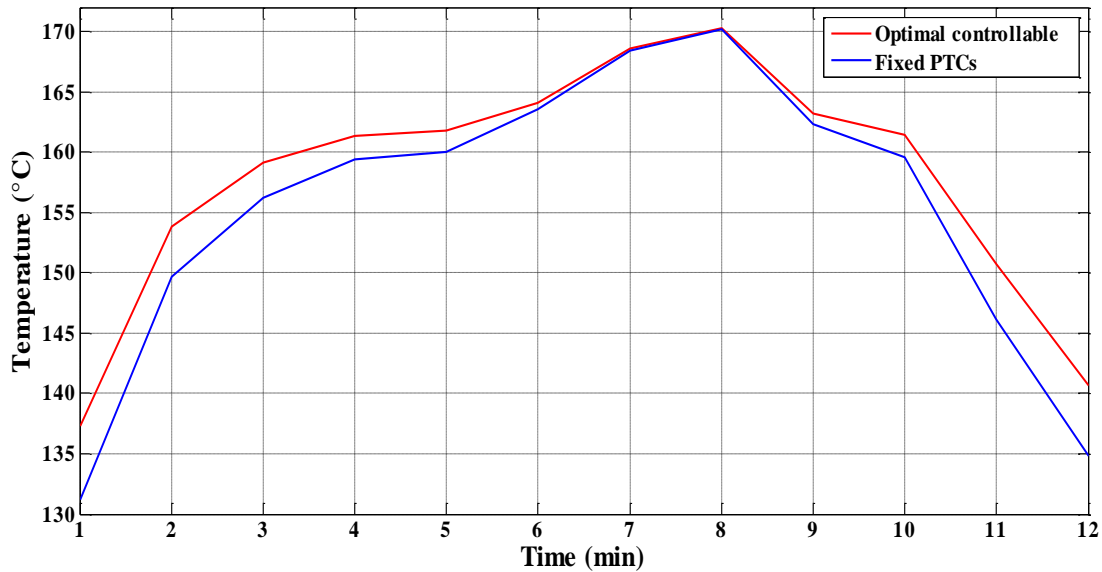


Figure 3. 11: Les températures dans le fluide de transfert, commandé par l'angle optimal (β^*) Et fixe ($\beta = 146^\circ$).

De la Figure 3.11, les différences principales entre PTC contrôlables fixes et optimales sont observées à de faibles irradiations. Ce résultat est attendu, parce que le PTC fixe à un grand angle d'ouverture, $\beta = 146^\circ$. Cet angle d'ouverture est optimal pour l'irradiation $G = 860 \text{ W/m}^2$ (voir Figure 3. 9). Pour les irradiations inférieures, $t = 1 \text{ min}$

et $t = 12$ min, le contrôlable PTC permet d'augmenter la température de 6.14°C et 5.84°C (4,68% et 4,33%), respectivement, l'incrément d'énergie est de 1,62%.

La figure 3.12 présente une installation d'une centrale thermique à base de concentration solaire, le fluide caloporteur utilisée dans le tube absorbeur et dans le stockage est le huile synthétique, la capacité de stockage est de 600 KJ/h et la capacité électrique de la centrale est de 800 KW/h.

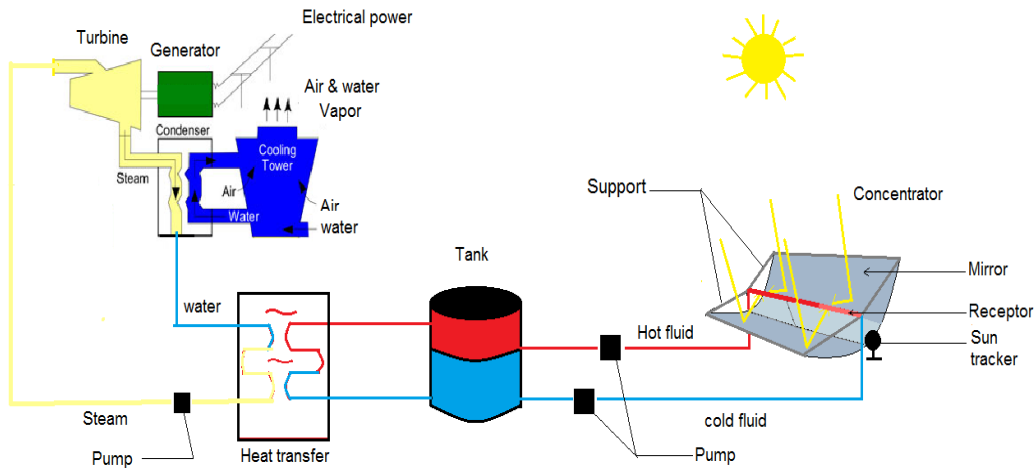
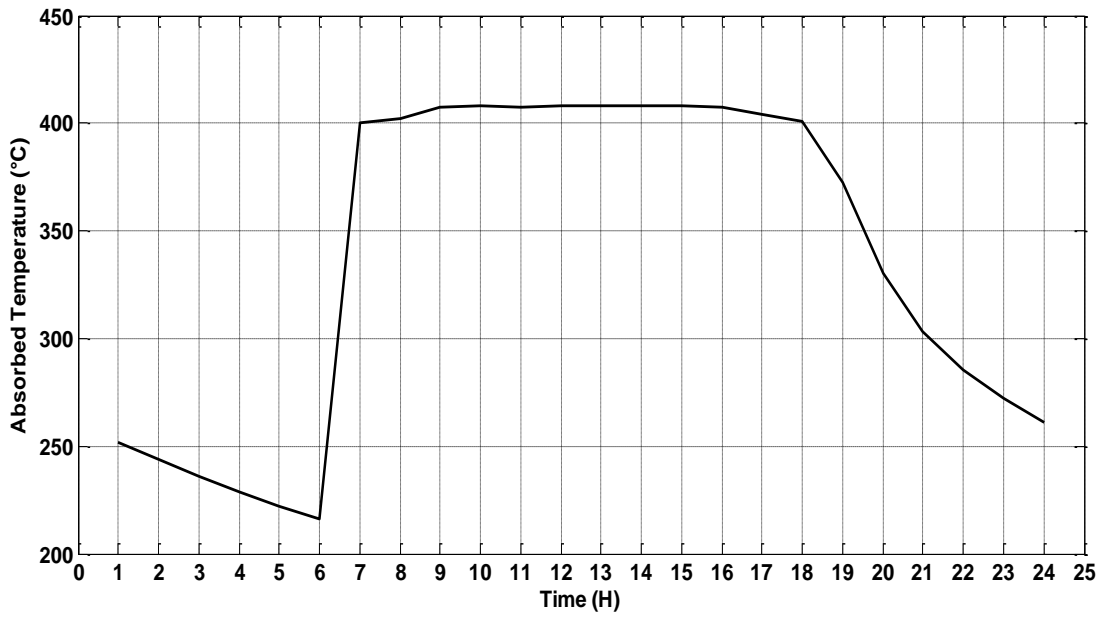


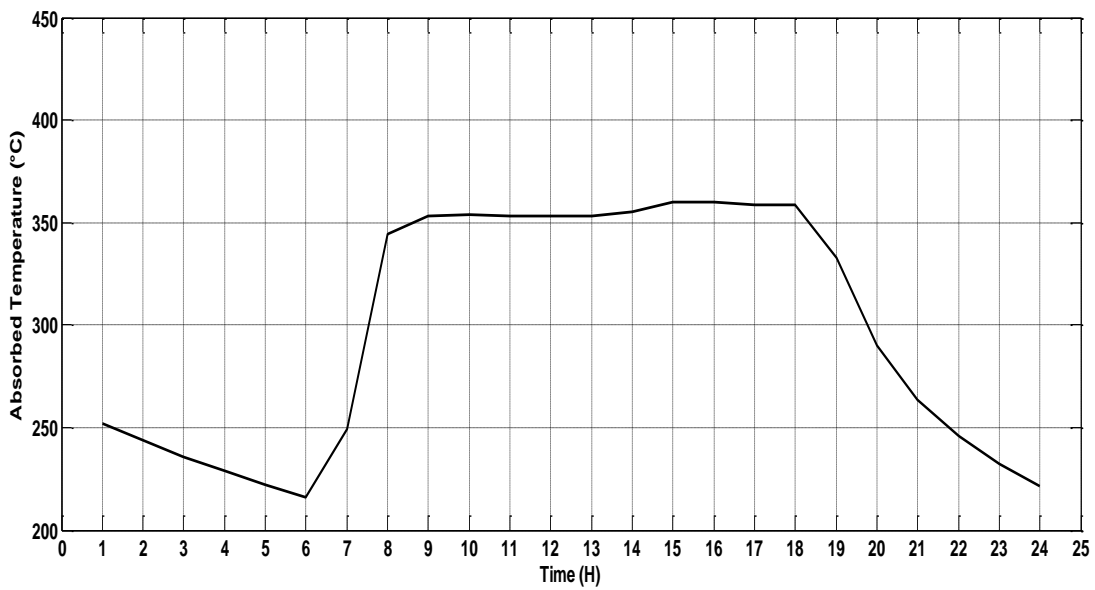
Figure 3. 12: Système de production des concentrateurs solaire

La longueur de PTC utilisé dans cette installation est de 8 m avec un angle d'ouverture de 120° calculé avec un modèle classique, l'angle optimale de la Figure 3.9 pour l'irradiation $830\text{W}/\text{m}^2$ (145°) est appliqué dans l'installation, les résultats ont été comparé pour tester le gain énergétique dans la production thermique et électrique.

La température de fluide avec $\beta=145^{\circ}$ (l'angle optimale calculé avec le modèle proposé) est 400°C et plus pendant le champ solaire (Figure.13.a), avec $\beta=120^{\circ}$ la température est entre 250 et 370°C (Figure.13. b). Le modèle classique n'introduit pas l'angle d'ouverture dans la modélisation de CSP. En effet, la température avec l'angle d'ouverture optimale est supérieure.



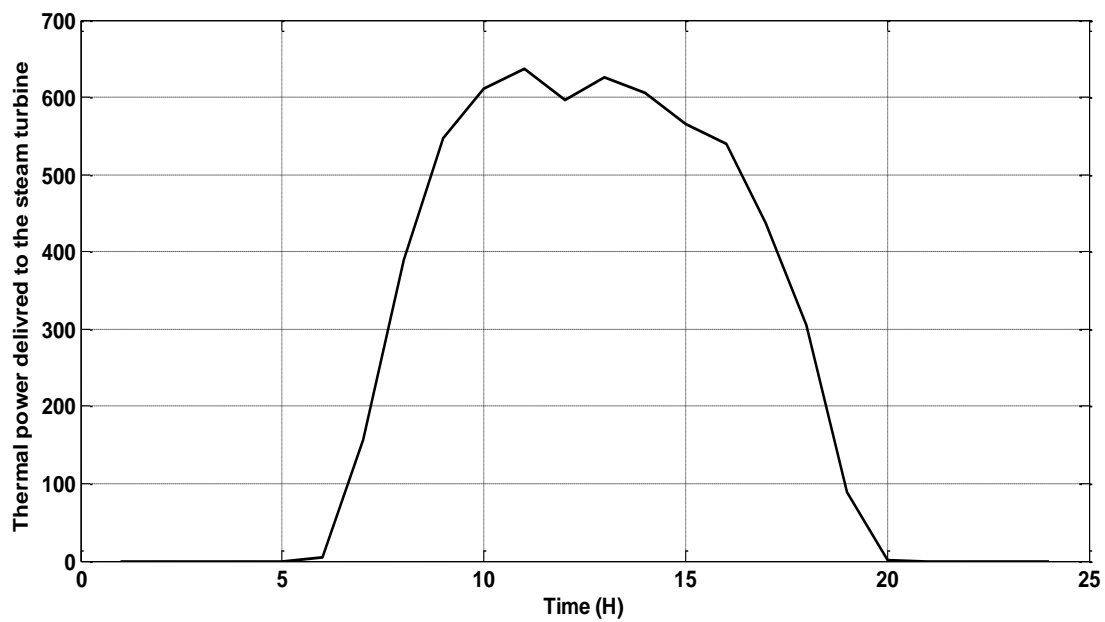
a./



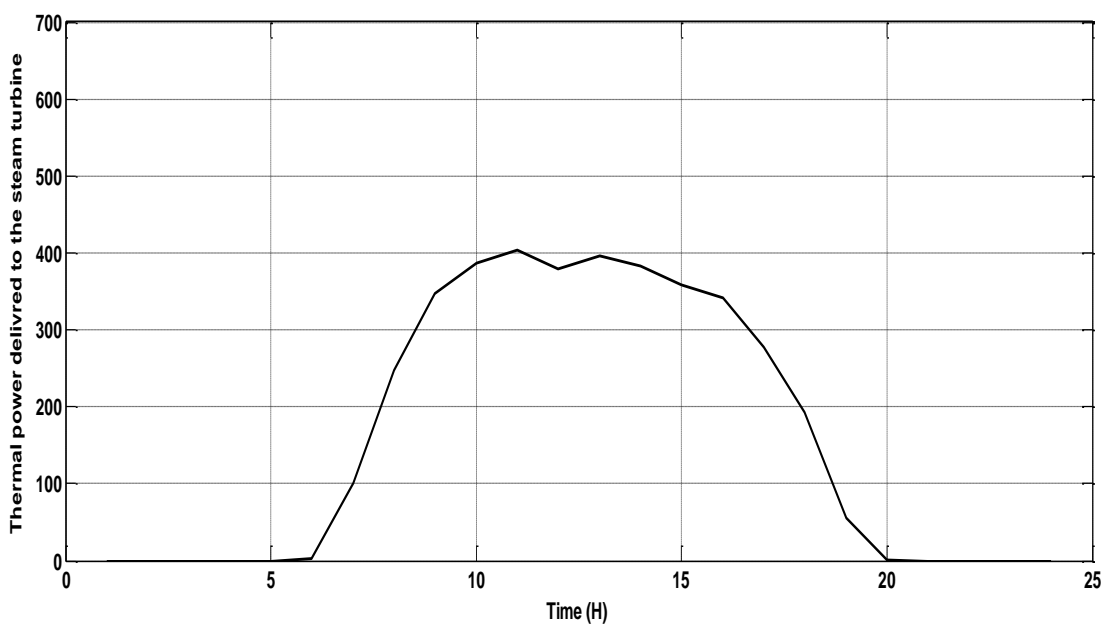
b./

Figure 3. 13: Température absorbée, a./ avec $\beta=145^\circ$, b./avec $\beta=120^\circ$

Le gain de la centrale est plus grand avec l'angle d'ouverture optimale qui est calculé avec le modèle proposé, (figure 3.14), l'énergie thermique fournie à la turbine à vapeur (pour produire l'énergie électrique selon le cycle de Rankin) a été amélioré par rapport à la modélisation classique. La figure 3.15 montre l'amélioration de stockage qui rendra la centrale plus efficace.

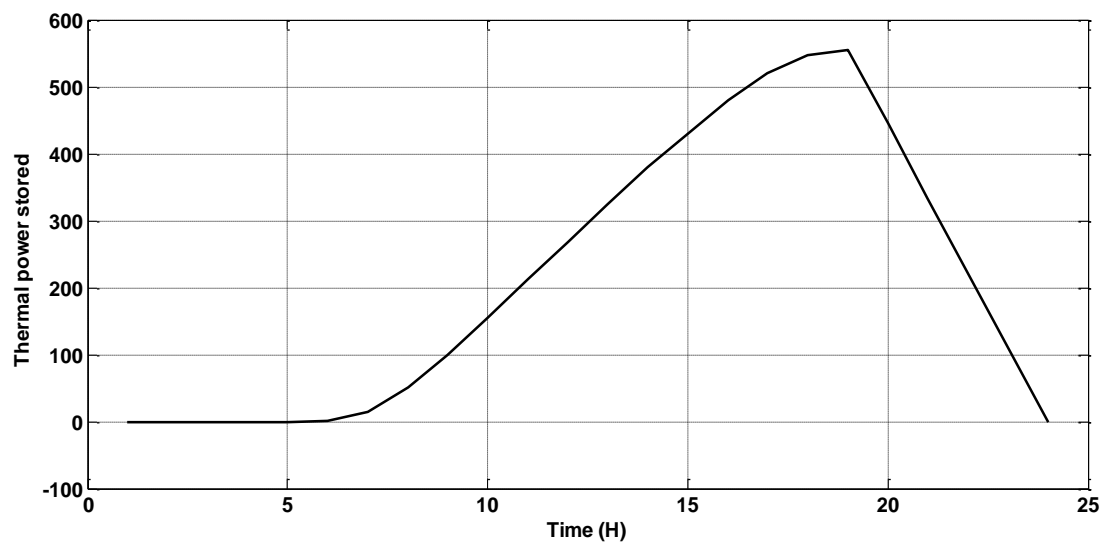


a./

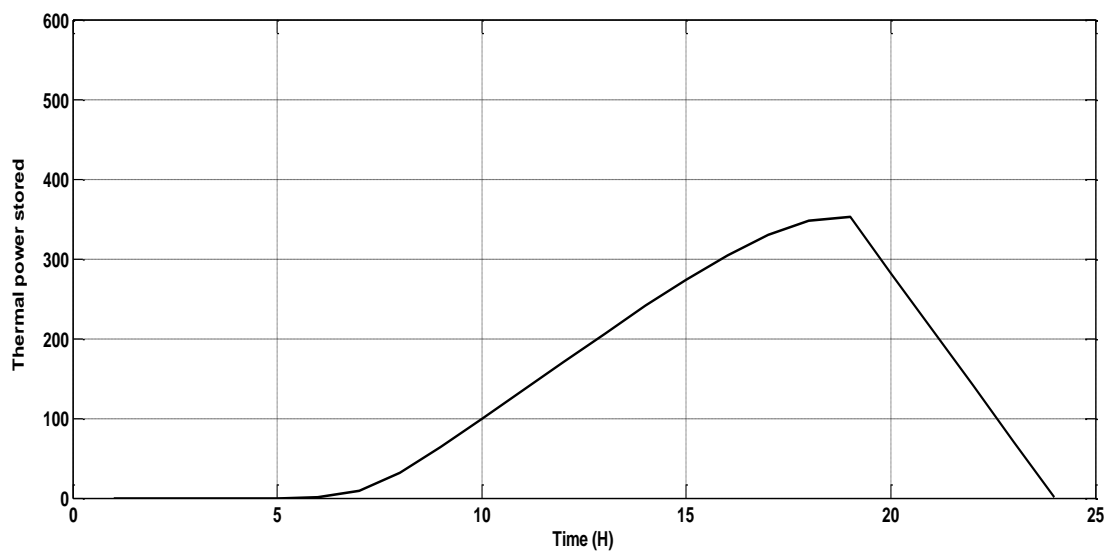


b./

Figure 3. 14: Energie thermique pour la production électrique (MWt), a./ avec $\beta=145^\circ$, b./ avec $\beta=120^\circ$.



a./



b./

Figure 3. 15: Energie thermique de stockage (MWt), a./ avec $\beta = 145^\circ$, b./ avec $\beta = 120^\circ$.

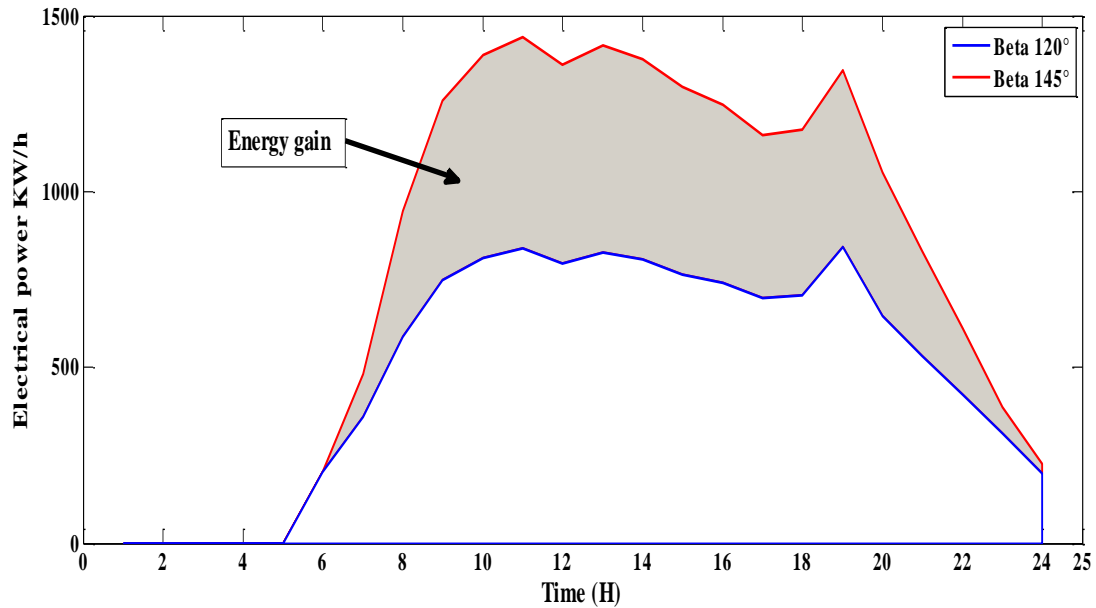


Figure 3. 16: Puissance électrique produite (KW/h)

La figure 3.16 montre le gain énergétique en puissance électrique entre le modèle proposé et conventionnelle, sachant qu'au démarrage de la simulation le stockage a été vide.

3.6 Conclusion

La transition énergétique impose des énergies renouvelables à prendre une place importante dans la production d'électricité et de protection de l'environnement. L'énergie solaire et PTC jouent un rôle important sur le développement des énergies renouvelables.

Dans le présent travail, une expérience visant à évaluer l'effet de l'angle d'ouverture de PTC dans l'absorption de l'énergie solaire est proposée. Les résultats d'un PTC flexibles permettent d'obtenir un modèle mathématique pour représenter la relation entre l'irradiation, le temps et la température dans le point d'absorption.

Modèle mathématique proposé permet de calculer l'angle d'ouverture optimal du PTC pour chaque irradiation. La procédure comporte deux applications : a) pour calculer l'ouverture optimale de PTC fixes en fonction de la prédiction des profils d'irradiation dans un site spécifique, et b) pour évaluer l'efficacité de PTC contrôlables optimales flexibles. A partir d'une simulation, PTC flexibles peuvent augmenter la température jusqu'à 6.14°C, 4,68%.

Chapitre IV : Application de modèle proposée

4.1 Introduction

L'incorporation de l'énergie solaire dans le réseau électrique nécessite soit le système de stockage ou une énergie basée sur les combustibles comme puissance d'assistance. La technologie photovoltaïque (PV) est développée pour la production électrique, en particulier au cours des dernières années, les coûts énergétiques sont diminués grâce à cette source d'énergie gratuite. Cependant, en raison de la puissance de sortie variable liée aux conditions atmosphériques, le système photovoltaïque sans stockage peut conduire à des problèmes de fiabilité des réseaux électriques. Par contre le concentrateur d'énergie solaire présentent un avantage particulier en tant que source d'énergie renouvelable, en raison de l'intégration facile de l'énergie produite dans le réseau électrique.[88][101]

Le concentrateur cylindrique parabolique est le plus largement utilisé par rapport aux autres technologies de CSP, plus de 12 billions de kWh en fonctionnement. Ceci est considéré comme un argument pour être commercial. Le PTC utilise des miroirs pour concentrer la lumière du soleil sur le tube absorbeur, qui est placé plus haut que le miroir au centre de la concentration, où il y a un fluide caloporteur absorbe la chaleur.[102]

Dans les projets de CSP, il existe deux configurations utilisées pour le recyclage des fluides de transfert de chaleur (HTF) [103], et pour le stockage d'énergie thermique (TES) [104][87][105]. La configuration indirecte utilise l'huile de synthèse ou le sel fondu comme fluide dans l'absorbeur, pour transférer l'énergie absorbée dans le tube absorbeur vers un échangeur de chaleur, pour chauffer l'eau et produire la vapeur. La second configuration consiste sur la production directe de vapeur (DSG), où l'eau est utilisée comme HTF.[89]

La production de vapeur est basé sur le cycle thermodynamique de Rankine[85] (figure 4.1).

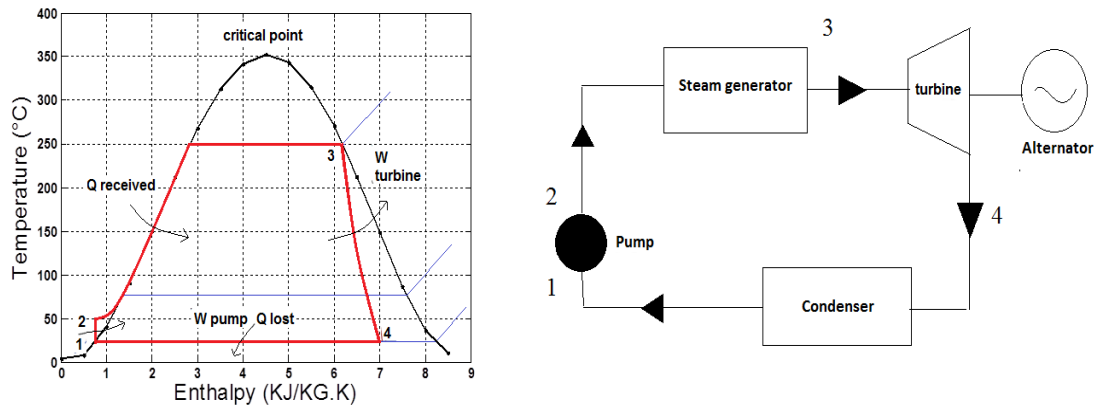


Figure 4. 1: Cycle thermodynamique de Rankine

Les chercheurs d'énergies renouvelables développent un système de CSP avec un générateur diesel (DG) pour l'électrification rurale [84]. Les enquêtes des autres chercheurs sont basées sur l'hybridation des CSP avec PV [106], la centrale à vapeur qui utilise le charbon pour production thermique [107], et la centrale à gaz [86], Dans d'autres études ils se concentraient sur les technologies de CSP à puissance combinée avec la production de refroidissement [108].

Les systèmes conventionnels ci-dessus utilisent les centrales CSP avec le système TES pour assurer la production d'électricité, jour et nuit. Pour cela, un nouveau design de CSP est proposé, avec un système de contrôle pour améliorer la capacité de l'usine et réduire l'utilisation des combustibles fossiles.

Comme tout autre système de production d'énergie, le CSP devrait également être contrôlé. Donc, des nombreux types de contrôle sont développés dans la littérature, [109] propose un modèle de commande pour simuler et analyser les comportements dynamiques de l'ensemble du capteurs cylindrique paraboliques, pour le mode de production directe de vapeur, utilisant l'eau comme fluide de transfert de chaleur. [110] examine les diverses conditions de fonctionnement et les conceptions de récepteur, où il est prouvé que le débit a un effet significatif sur l'efficacité solaire thermique qui est très sensible à la variation de la pression (petits diamètres de tube peuvent conduit à une grande efficacité).

La plupart des algorithmes de contrôle sont focalisés sur le récepteur, le fluide de transfert de chaleur et le processus de la turbine à vapeur, qui sont obligatoires pour l'efficacité de CSP. [111] présente une étude intéressante des imperfections de forme

introduites par le procédé de fabrication, la déformation due à la charge de pesanteur et les forces de montage résultant un écart atténuer sensiblement la puissance produite.

Le but de cette recherche est basé sur l'angle d'ouverture de la surface réfléchissante, ce qui permet une forme cylindrique parabolique flexible, contrairement à la conception classique, qui utilise des capteurs solaires fixes ou des miroirs souples comme SOLABOLIC, qui est une conception de CSP utilise des miroirs souples pour ajuster les rayons solaires capturées sur l'absorbeur, par contre la conception proposée utilise une structure de CSP souple afin d'augmenter la température absorbée. Le système de contrôle proposé est comparé à System Advisor Model (SAM), car il est un modèle d'estimation très proche de la réalité [112].

4.2 Système Énergétique de PTC

Les systèmes PTC sont plus développés dans la technologie de concentration solaire, l'énergie thermique et l'énergie électrique sont directement produite à partir du soleil suivant un cycle de Rankine [12] (Figure 4.2), les rayons solaires absorbés par le récepteur en admettant qu'il chauffe le HTF de 290°C à 550°C . L'accessibilité d'un TES donne une puissance électrique durable pendant la nuit [113].

Le projet de CSP est l'un des projets d'énergie renouvelable visant à réduire la consommation de combustibles fossiles à ces problèmes économiques et environnementaux.

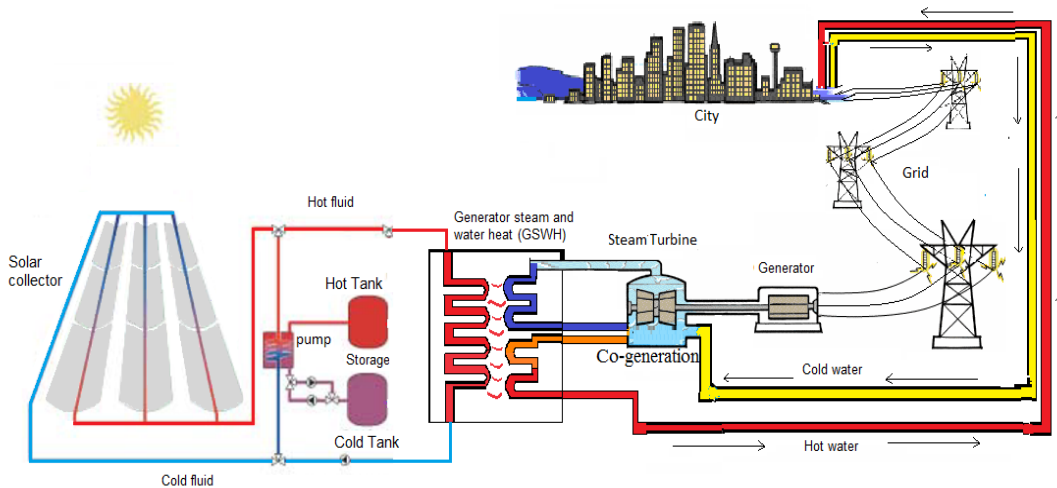


Figure 4. 2: Schéma de centrale solaire à concentration

Le fluide (huile synthétique et le sel fondu sont les plus communs dans le HTF) utilisé en tant que transporteur de de la quantité d'énergie produite, dans les travaux

antérieurs est utilisée de deux façons. Une quantité de cette énergie est utilisée pour alimenter la ville en chaleur avec un circuit en boucle fermée, où la rétroaction est utilisée comme cogénération pour préchauffer la turbine à vapeur. L'autre quantité d'énergie est utilisée pour produire la vapeur qu'elle va se transformée en puissance mécanique puis en puissance électrique au niveau d'alternateur. La production des CSP est une boucle qui commence avec la température absorbée et se terminera par une puissance électrique, dans la littérature, la production de CSP varie avec l'irradiation, le débit massique de HTF et les paramètres du fluide caloporteur, d'autre part, la structure de CSP (collecteur, tube absorbeur) est fixée à partir de l'installation de la centrale.

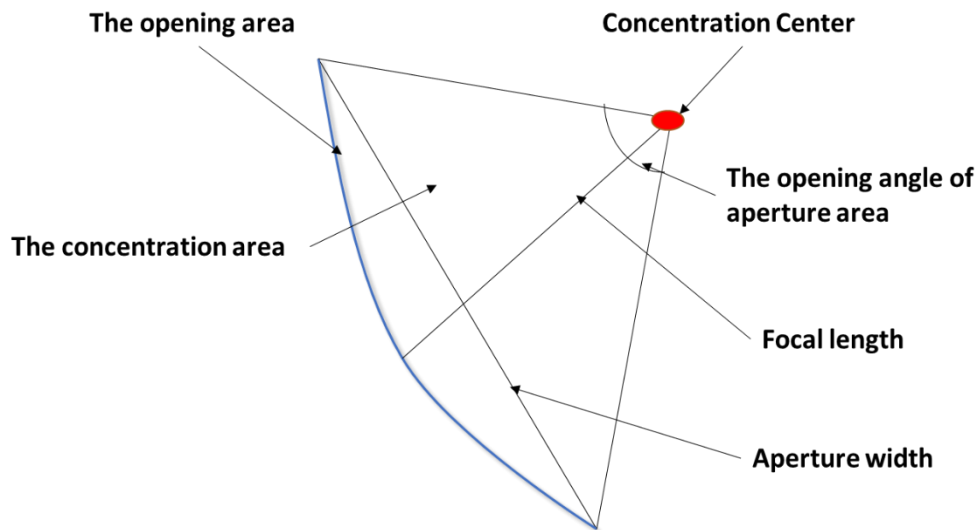


Figure 4. 3: Paramètres de CSP Géométriques

La figure 4.3 montre les paramètres géométriques du collecteur. Dans la construction du CSP ces paramètres sont fixés en fonction des ressources solaires de chaque site. Les modèles de prédiction de production de CSP comme SAM sont basés sur l'irradiation pour estimer la surface réfléchissante de CSP, et contrôlent la production en fonction de recyclage des HTF avec des paramètres géométriques fixes.

Le but de ce document est de présenter un système basé sur le contrôle de la température d'absorption pour améliorer l'énergie thermique de production et de stockage. Dans ce contexte, un nouveau design de CSP est proposé (Figure 4.4).

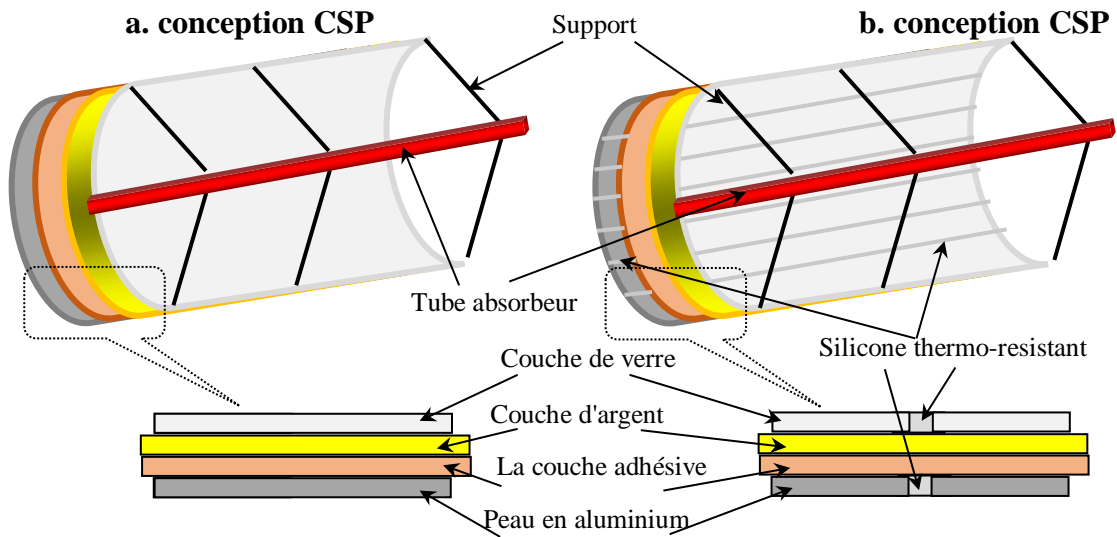


Figure 4. 4: La conception du CSP classique et proposé

La plupart des miroirs CSP actuelle sont revêtues d'une couche réfléchissante d'argent, suivie d'une couche de cuivre et de 3 couches de peinture, ce qui assure une durabilité optimale. Principalement les miroirs de la CSP Figure 4.4 sont construites par des feuilles de verre bombées avec de l'argent réfléchissante et des couches protectrices. Les feuilles de verre bombées paraboliques nettoyés sont argentés, qui est réalisé par un procédé de pulvérisation. Les solutions contenant le nitrate d'argent et les agents réducteurs qui sont pompés à pistolets pulvérisateurs pour étaler le mélange sur la surface de la vitre. La couche est générée immédiatement, dès que les liquides se mélangent et a frappé la surface du verre. Après la couche d'argent une couche de cuivre de protection est le dépôt sur le revêtement réfléchissant. En fin de compte sont tous revêtus de vernis spéciaux pour pouvoir résister aux impacts.

La conception de CSP proposée figure 4.4 est presque le même que celui conventionnel. La couche de verre et une peau en aluminium sont assemblées en morceaux séparés, contrairement à la construction conventionnelle qui permet un assemblage en vrac. Les morceaux d'aluminium sont reliés entre elles par une silicone, la distance entre les morceaux de miroirs est très petite (1mm), de sorte que les pertes de surface réfléchissantes est négligeable. Cette nouvelle construction donne une meilleure flexibilité du CSP qui nous permettra de faire un contrôle de la production de la chaleur qui sera développé plus loin.

A cet effet, un concentrateur cylindrique est conçu pour réaliser des expériences de contrôle de la température de l'absorbeur.

4.3 Méthodologie de travail

Le concentrateur réalisé est construit avec de petits miroirs avec un total de 3150 cm² de surface. Ce type de conception permet la flexibilité de collecteur. L'absorbeur est réalisé avec une feuille noire, son facteur d'absorption est de 0,01 Octave et une surface de 350 cm². L'expérience est réalisée en Annaba, Algérie à 36°54'42" Nord, 7°45'3" Est (ville Annaba), Hauteur : 11 m, avec les données initiales comme indiqué au Tableau 4.1. Trois angles d'ouverture des concentrateurs (β) sont expérimentés 115°, 124° et 150°, (Figure 4.5).

Tableau 4. 1: Les données initiales

Température ambiante moyenne	21 ° C
Vitesse moyenne du vent	4 m / s
Température de l'absorbeur moyenne initiale	9 ° C

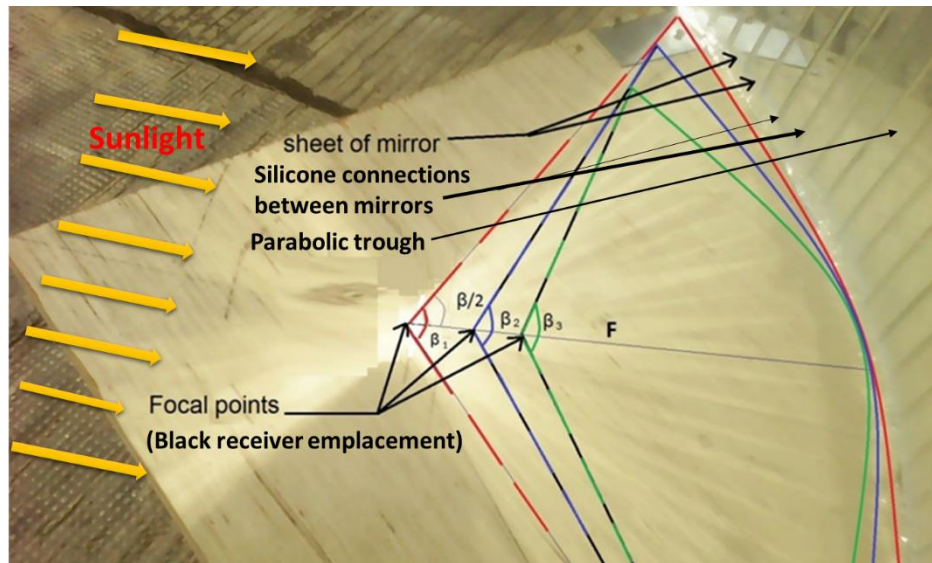


Figure 4. 5: Trois angles d'ouverture de concentrateur.

Les résultats obtenus à partir des expériences de 400 et 1000W/m² sont montrés à la figure 4.6, tous les résultats sont montrés à l'annexe A1.

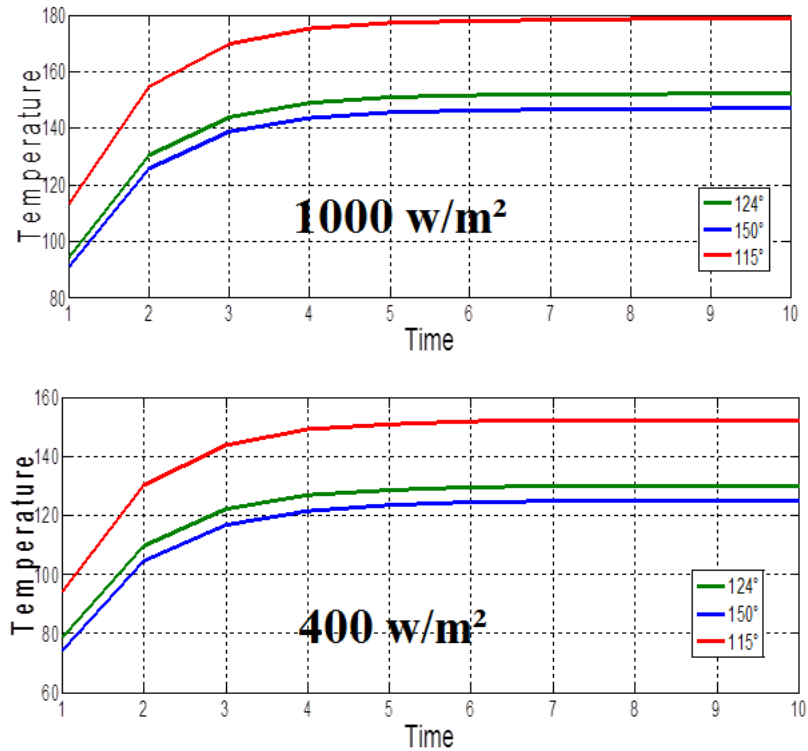


Figure 4. 6: La température d'absorbeur pour des différentes angle d'ouverture de 400 et 1000W/m²

La température absorbée est mesurée avec un pistolet laser. La figure 4.6 représente la température absorbée pour différent angle d'ouverture de la surface réfléchissante sous la même irradiation, en observe que la température diminue lorsque l'angle d'ouverture augmente. Dans ce contexte, une nouvelle conception de CSP est proposée, l'originalité de cette conception est que le capteur (collecteur) est flexible, la conception proposée est utilisée pour contrôler la température absorbée.

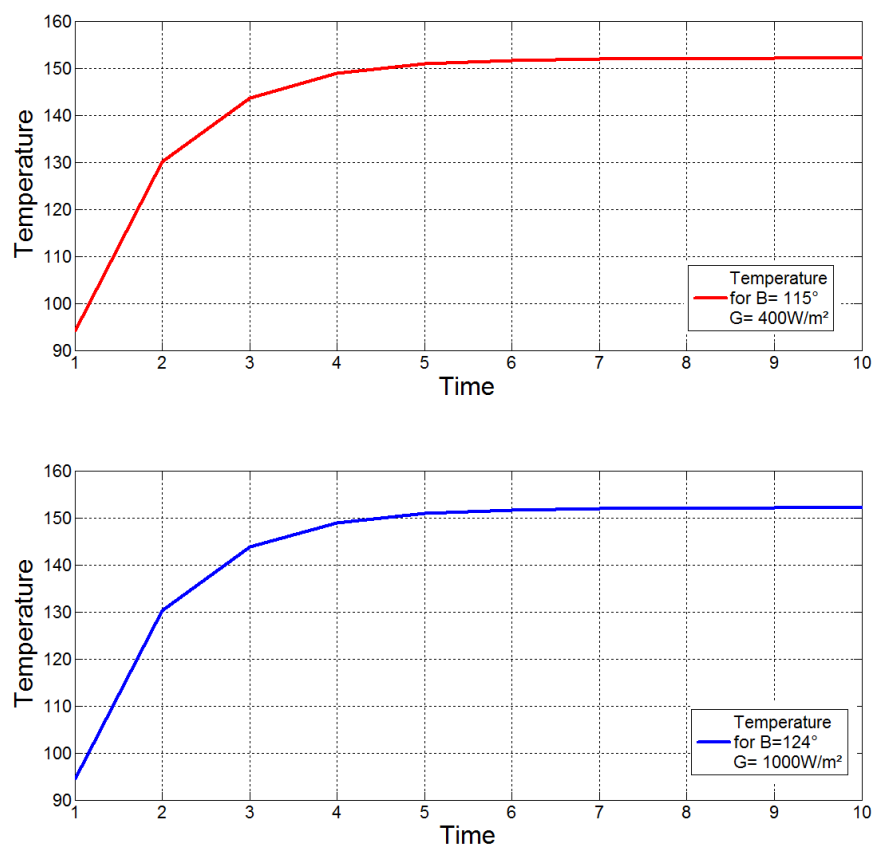


Figure 4. 7: Température absorbée est contrôlée avec différent angle d'ouverture (124°, 115°) pour (400, 1000 W/m²)

La figure 4.7 montre la même température absorbé (152°C) à 400 et 1000W/m² pour l'angle d'ouverture 115° et 124° respectivement, on peut donc modifier l'angle d'ouverture du miroir pendant la variation d'illumination pour maintenir la température de l'absorbeur constant.

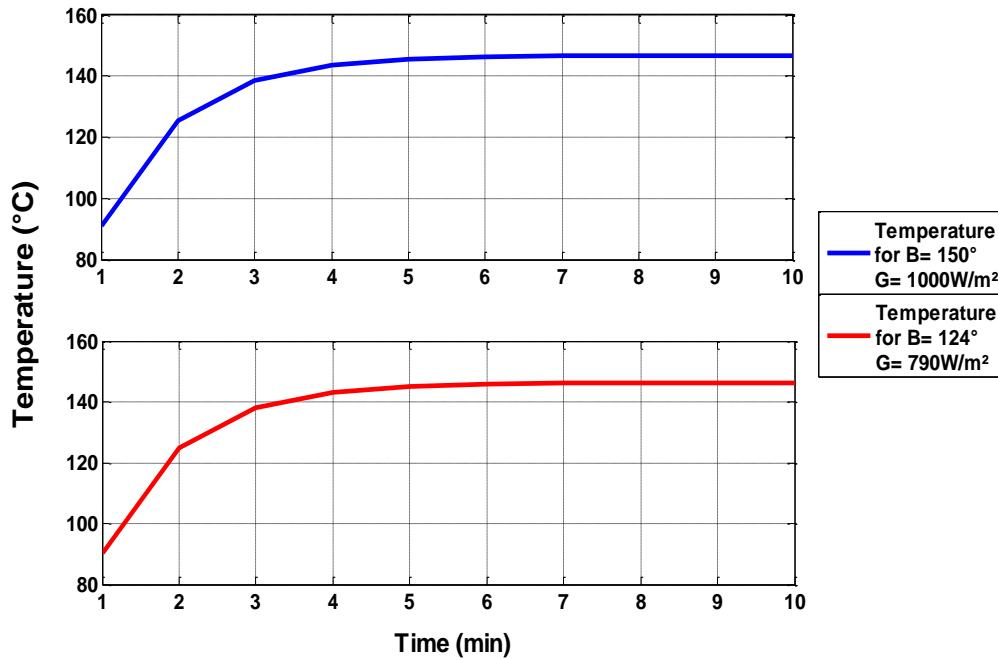


Figure 4. 8: Température absorbée est contrôlée avec différent angle d'ouverture (150°, 124°) pour (790, 1000 W/m²)

La figure 4.8 montre une autre expérience dont la température est contrôlée à d'autres conditions. Sur la figure 4.7 deux angles d'ouverture sont utilisés 115° et 124°, ce qui correspond à β_1 et β_2 respectivement (voir la figure 4.5), avec un angle $\beta_2 = 124^\circ$ et l'irradiation $G = 1000 \text{ W/m}^2$, la température mesurée est 152°C, cette expérience est répétée avec les mêmes conditions initiales (Tableau 4. 1), mais avec une irradiation $G = 400 \text{ W/m}^2$, la température mesurée est 119 ° C (toujours avec l'angle β_2) comme indiqué dans l'annexe A.3.c. Pour obtenir la même température absorbée dans l'irradiation 1000W/m² avec une irradiation de 400 W / m², l'angle de l'ouverture a été changé en $\beta_1 = 115^\circ$, la température mesurée est de 152°C qui est la même température absorbée avec 1000W/m². Cette expérience est répétée (figure 4.8) dont la température mesurée à 1000 W/m² est obtenue avec 790 W/m².

Donc, selon les expériences, il est possible d'augmenter la température absorbée en changeant l'angle de l'ouverture β à partir d'une irradiation de 400 W/m². Dans ce contexte, un système de contrôle est proposé pour tracker l'angle d'ouverture optimale de chaque irradiation, et obtenir la température de saturation d'absorbéur ou la température maximale de fonctionnement de HTF.

Le changement de l'angle d'ouverture (β) nécessite le changement du point focal (1), (Figure 4.5).

$$F = \frac{L}{2 \cdot \tan(\frac{\beta}{2})} \quad (1)$$

Les changements de point focal affectent la distribution de la température sur la surface de l'absorbeur, figure 4.9. Les résultats expérimentaux pour différentes position focale montrent son effet important sur l'efficacité.

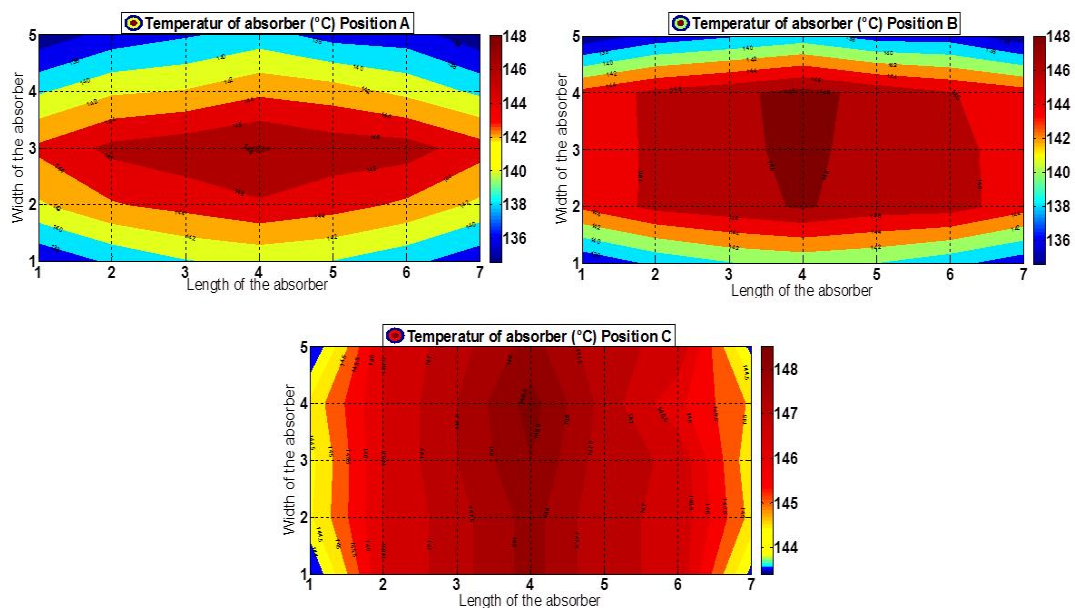
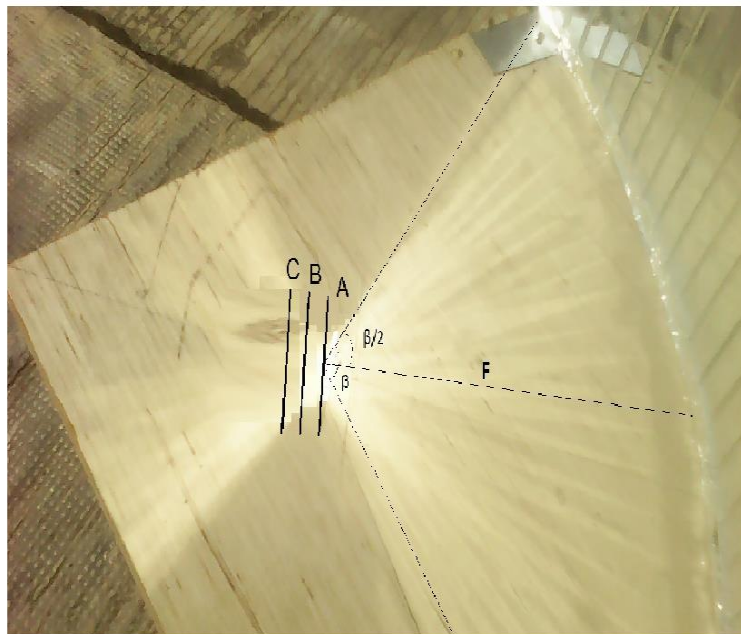


Figure 4. 9: distribution de la température pour différentes position focale A, B, C

4.4 Système de contrôle proposé

Le système de contrôle proposé est un modèle pour estimer l'énergie électrique produite par le CSP sur la base de l'énergie thermique, contrairement aux modèles existants ce modèle a la possibilité de contrôler la production du CSP, avec la conception proposée, il est possible d'augmenter la température absorbée à la température de fonctionnement maximale de HTF. De cet effet, la production est contrôlée à son point maximum, étant donné que la production de CSP est liée à la température absorbée.

Le système de contrôle proposé est réalisé avec Matlab, pour comprendre le fonctionnement de ce système, la figure 4.10 montre un organigramme de la simulation.

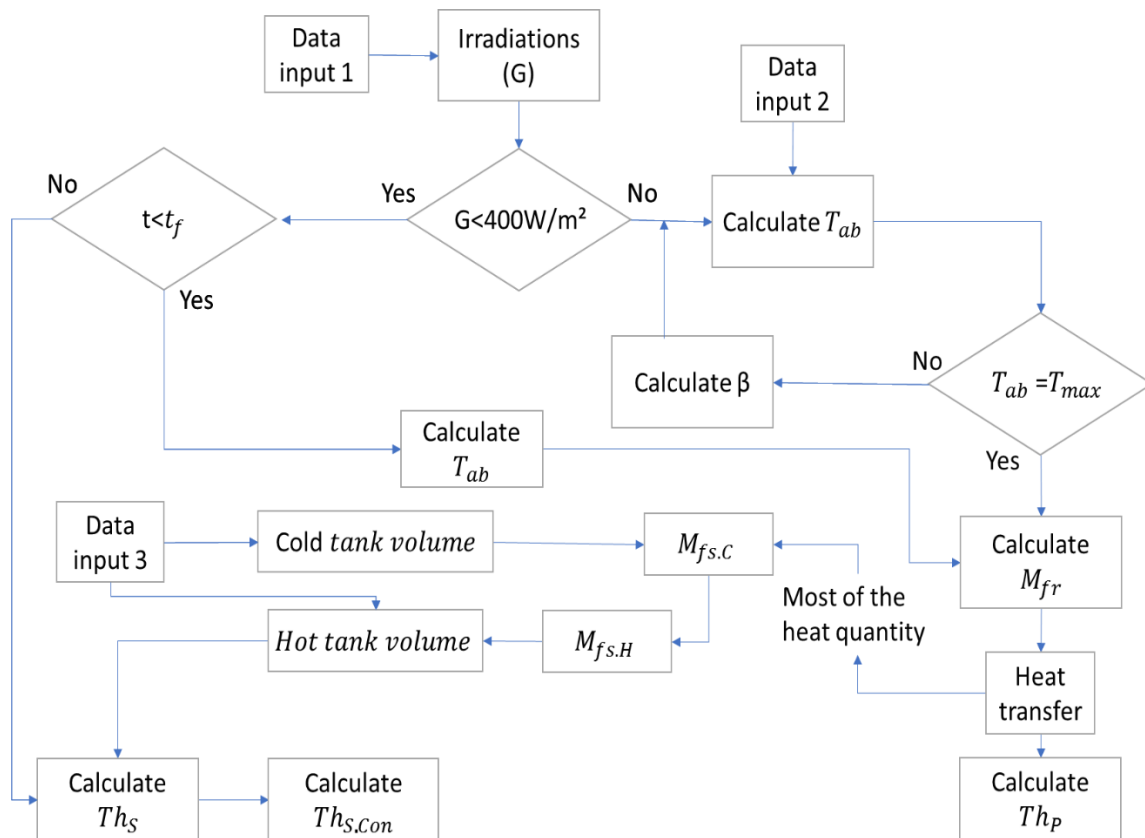


Figure 4. 10: Organigramme du système de contrôle proposé

Comme les autres modèles conventionnels, l'irradiation est le paramètre le plus important dans l'estimation de la production de CSP, le système de contrôle commence par un test d'irradiation, si l'irradiation est supérieure à 400 W/m² le contrôle de la température absorbée est possible (prouver par expérimentation), le système calcule l'angle optimal de chaque irradiation pour augmenter la température absorbée à la température de fonctionnement maximale de HTF, dès que la température absorbée est

égale à la température maximale de fonctionnement, le système calcule la quantité de chaleur nécessaire pour produire la puissance électrique selon le débit massique de HTF. Le reste de la quantité de chaleur est utilisé pour le stockage de l'énergie thermique, le stockage d'énergie thermique est calculée avec précision, le système calcule le volume du fluide sortant du réservoir froid en fonction de la quantité de chaleur disponible pour le stockage, en fonction du volume le système calcule la masse du fluide froide, cette masse de fluide deviens chaud et transfert la chaleur a la cuve chaude, à partir du volume HTF entré dans la cuve chaude l'énergie thermique stokée et calculé à chaque heure de la journée.

Si l'irradiation est inférieure à 400 W/m^2 le système fait un autre test, qui est un test de temps, si le temps au-dessus ou au-dessous de t_f (Le temps de fin de champ solaire). Dans le cas t est inférieure a t_f , le système calcule la température absorbée, la puissance thermique produite et le stockage de l'énergie thermique si possible sans contrôle. Dans le cas où t est supérieur à t_f le système calcule l'énergie de consommation.

Le système de contrôle ne dispose pas d'une base de données. Ainsi, l'utilisateur entre les données pour simuler son étude ou son projet et d'estimer l'énergie produite par CSP avec toute irradiation.

Les données saisies par l'utilisateur sont :

Données 1 : ressource solaire (données météorologiques, les moyennes annuelles de température, vitesse du vent, horizontale globale, directe normale, diffuse horizontale)

Donnée 2 : la géométrie du capteur, les paramètres optiques, la géométrie du récepteur, les paramètres du récepteur.

Données 3 : Système de stockage (la hauteur du réservoir, le diamètre de la citerne, la hauteur du fluide du réservoir min, TES densité du fluide, TES chaleur spécifique)

4.5 Résultats et discussion

Sachant que l'irradiation varie pendant le jour et la saison, elle affecte la quantité de chaleur produite par le CSP. Toutefois, afin d'obtenir la production maximale dans le temps du champ solaire et stocker l'énergie thermique maximale, dans la littérature, ils ont utilisé des stratégies de recirculation de HTF. Par conséquent, ces stratégies ne peuvent pas assurer la production et stockage le maximale d'énergie dans tout le temps. Dans la technologie proposée, peut importer la variation d'éclairement, le CSP peut obtenir le maximum de production et de stockage.

A base d'expériences, la température absorbée est contrôlée à partir d'une irradiation de 400 W/m², le CSP peut tirer son maximum en changeant l'angle d'ouverture et le centre de concentration (point focal) qui va changer à chaque fois avec l'angle. Pour tester cette nouvelle technologie un modèle de simulation a été réalisée avec Matlab, qui présente la production du CSP avec le nouveau design.

La technologie proposée et le modèle de simulation doit être prouvés, de sorte que les résultats suivants indiquent la température absorbée, le champ thermique produit et l'énergie thermique pour le stockage, en comparant avec SAM. Le but de cette comparaison est de montrer l'avancement donnée par la technologie proposée au système de CSP.

Le modèle de simulation est testé à l'aide de la base de données de SAM, la ville de Tucson, Etats-Unis est choisie dans ce test en raison d'une variation significative de l'irradiation. Le Tableau 4. 2 montre la ressource solaire.

Tableau 4. 2: ressource solaire de la ville de Tucson

Données d'en-tête de la météo	Altitude (m)	779
	Latitude	32,1167 ° N
	Longitude	-110,933 ° E
Moyenne annuelle calculée à partir des données météorologiques	horizontal global (KWh / m ² / jour)	5,79
	(Faisceau) directe normal (KWh / m ² / jour)	7.22
	Horizontal Diffuse (KWh / m ² / jour)	1,41
	Temperature Moyenne (° C)	20.1
	Vitesse moyenne du vent (m / s)	3.9

Les différents profils de données horaires d'irradiance sont présentés dans la figure 4.11.

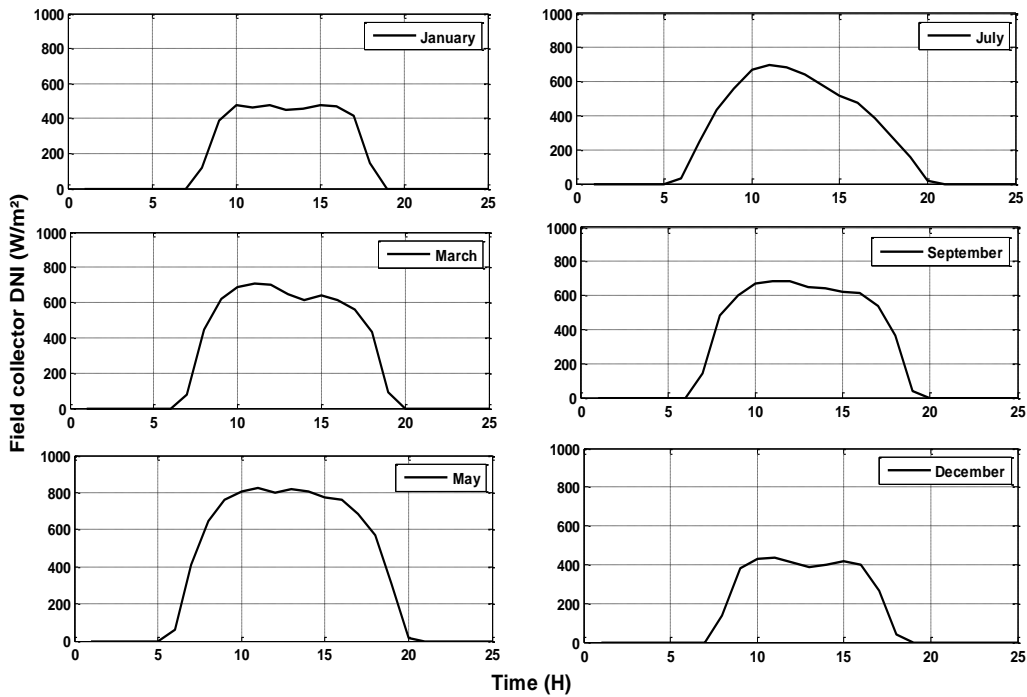


Figure 4. 11: Irradiation direct (W/m²)

Différents éclairagements ont été choisis (Figure 4.11), pour tester le modèle de la technologie proposée dans toutes les conditions. Le nom du type de collecteur est Sky carburant Sky auge (avec récepteur OD de 80 mm), les paramètres géométriques de collecteur sont représentés dans le Tableau 4. 3, et les paramètres de HTF sont montrés dans le Tableau 4. 4.

Tableau 4. 3: Paramètres géométriques

Zone d'ouverture réfléchissante (m ²)	656
Largeur d'ouverture, de la structure totale (m)	6
Longueur de l'assemblage de collecteur (m)	115

Tableau 4. 4: Paramètres de HTF

Champ fluide HTF	Therminol VP-1
Field HTF min Température de fonctionnement (°C)	12
Field température de HTF d'exploitation max (°C)	400
Température d'entrée de la boucle de modèle (°C)	293
Température de sortie de la boucle de modèle (°C)	400
Min Débit de la boucle de signal (kg / s)	1
Max débit de boucle de signal (kg / s)	12

La température absorbée a une relation directe avec l'irradiation et de la quantité de chaleur produite. Par conséquent, pour contrôler la production du CSP, il est nécessaire d'agir sur la température absorbée, la figure 4.12 montre la température de HTF avec le modèle de contrôle proposé et SAM.

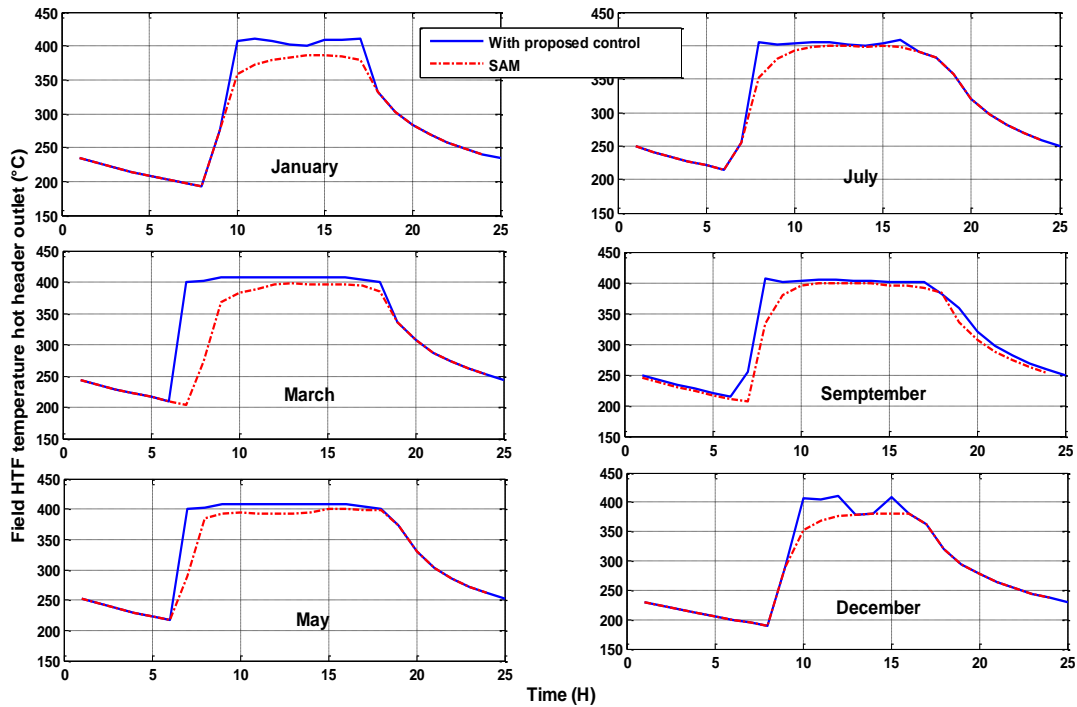


Figure 4. 12: Température de HTF (°C)

La simulation avec SAM a montré que la température de HTF approche de la température maximale 400 °C (Tableau 4. 4), dans les mois de Mars, Mai, Juillet et Septembre à quelques heures de la journée, dans les mois de Janvier et Décembre la température de HTF ne parvient pas la température maximale pendant la journée (voir figure 4.12 avec le rouge), l'explication de ces variations est que SAM n'a aucun contrôle sur la température absorbée qu'elle est accordée à l'irradiation et il est le cas de tous le PTC classique. D'autre part, la simulation avec la technologie proposée montre que la température de HTF atteint la température maximale dans tous les mois pendant le champ solaire et avec plus d'heures par rapport à SAM (voir figure 4.12 avec le bleu), la température peut être contrôlée à partir d'une irradiation supérieure à 400W/m² ce qui est prouvé par l'expérimentation et qui explique le changement dans les heures de contrôle entre les mois (par exemple en Janvier le contrôle débute à 10H et en Juillet commence à 8H). Au mois de Décembre à 13H, la température est inférieure à la température maximale, car ce temps correspond à une irradiation inférieure à 400 W/m² (Figure 4.11).

Sachant que le modèle de contrôle proposé et SAM utilise la même surface d'ouverture mais la nouvelle technologie donne une conception originale de CSP, qui lui permet de modifier la largeur d'ouverture selon l'angle β (l'angle d'ouverture), contrairement à la conception classique qui est introduite dans SAM, il utilise une largeur d'ouverture fixe (Tableau 4. 3). La figure 4.13 montre la variation de l'angle d'ouverture pour contrôler la température absorbée.

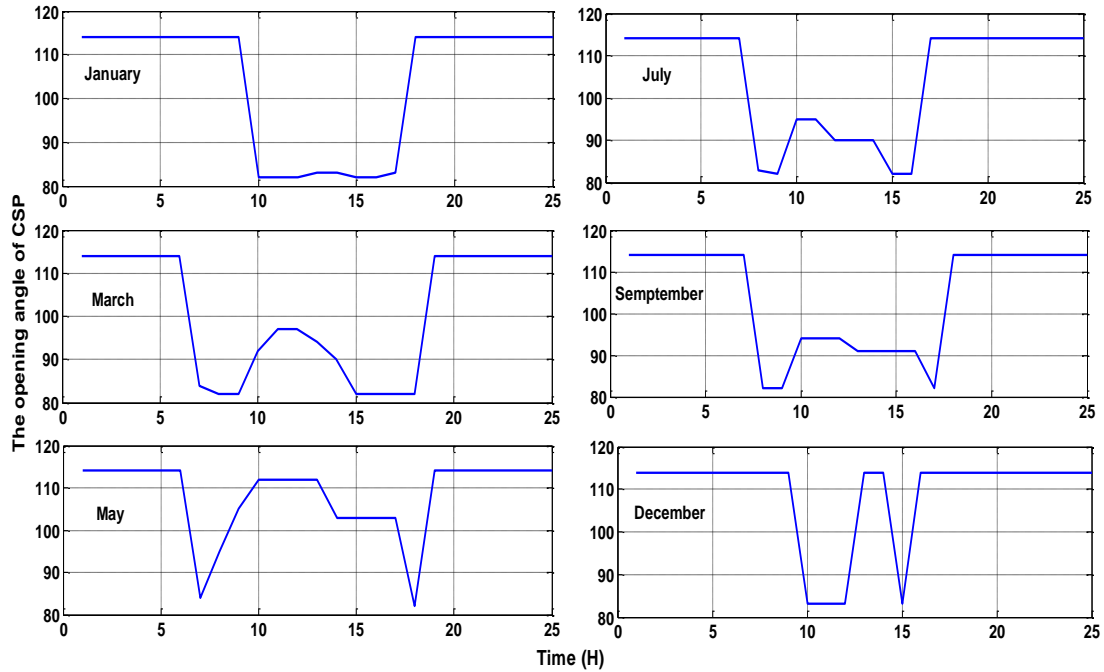


Figure 4. 13: L'angle d'ouverture β de la surface réfléchissante

Comme le montre la figure 4.13, l'angle d'ouverture commence par une valeur initiale de 114° , dès que l'irradiation est supérieure à 400 W/m^2 le modèle de contrôle commence à chercher l'angle optimal pour la température absorbée pour atteindre le maximum. L'angle d'ouverture ne peut pas être fixé à l'angle optimal en raison des variations brusques de l'irradiation, comme indiqué dans le mois de Décembre. Le modèle de contrôle calcule l'angle optimal à 10H, et à 15H il calcule un autre angle qui peut être supérieure à celle qui est calculée à 10H. Par conséquent, l'angle optimal est pas défini, à chaque irradiation le modèle de contrôle proposé calcule l'angle de la surface d'ouverture.

L'absorbeur change de position en fonction de l'angle d'ouverture β , la suggestion de la conception flexible est illustrée à la figure 4.14, le capteur de CSP est construit avec des matériaux qui lui donnent la possibilité d'être souple, contrairement à SOLABOLIC qui utilise des miroirs flexibles afin de se concentrer tous les rayons solaires capturés sur l'absorbeur. Cependant, la conception proposée vise à améliorer la capacité de CSP avec un coût économique par rapport aux modèles conventionnels.

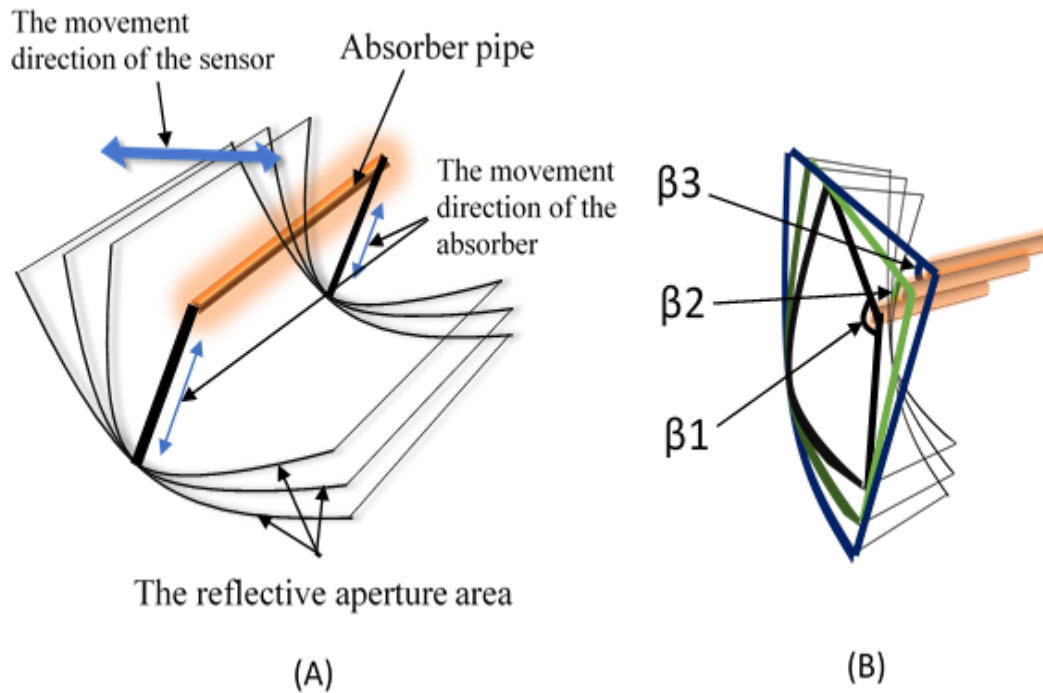


Figure 4. 14: Conception de CSP proposée

L'explication physique de la variation de la température absorbée en fonction de l'angle d'ouverture, qui est un paramètre géométrique de CSP, est que la zone de concentration change avec cet angle d'ouverture comme représenté sur la figure 4.14 (B), l'ouverture de capteur avec l'angle β_3 a une zone de concentration plus grande que l'ouverture de la zone avec les deux autres angles β_2 et β_1 (la surface de concentration est la surface entre l'absorbeur et les miroirs). Ainsi, le modèle de contrôle proposé calcule à chaque irradiation l'angle d'ouverture optimal pour obtenir la température de fonctionnement maximale de HTF (saturation), et l'ouverture ne soit pas fixé à l'angle β_3 , a cause des variations inattendues de l'irradiation, il est possible de trouver un angle supérieur à β_3 .

La conception proposée est une avancée technologique intéressante dans le CSP qui a permis d'améliorer la capacité de la centrale, contrairement à la littérature la production du CSP varie en fonction de l'irradiation. Cependant, avec le nouveau design, il est possible d'augmenter et de contrôler la production. Sachant que SAM utilise la conception classique, la comparaison suivante montre l'amélioration donnée par cette proposition. La figure 4.15 montre la puissance thermique produite avec SAM et le contrôle proposé.

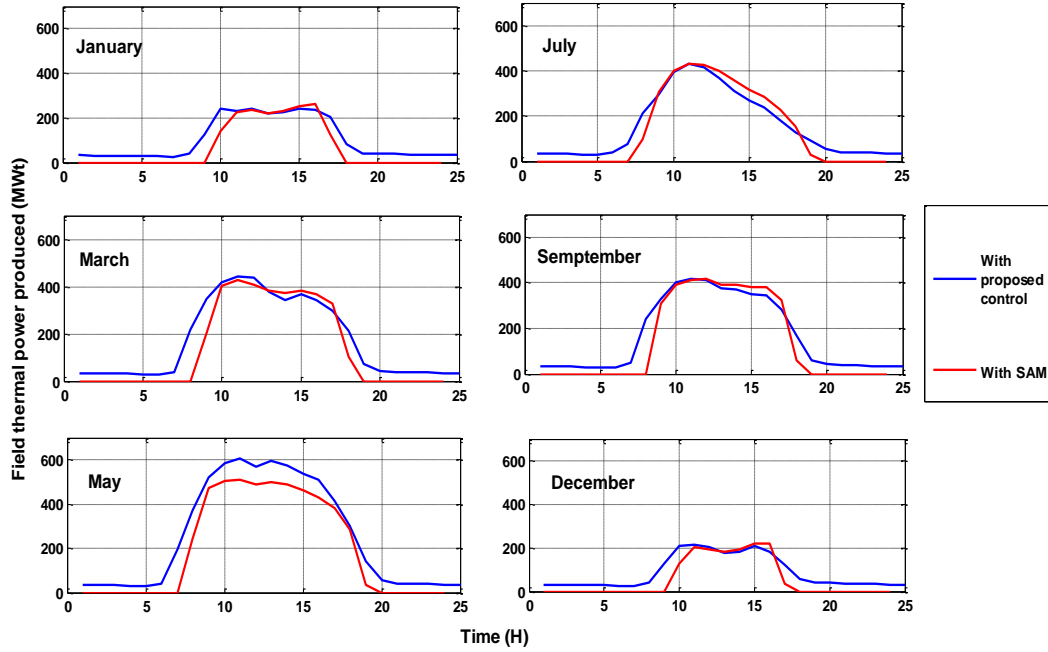


Figure 4. 15: Puissance thermique produite

Les résultats présentés à la figure 4.15 de la puissance thermique avec SAM et le contrôle proposé ont des valeurs similaires dans tous les mois, sauf le mois de mai. La production avec le contrôle proposé commence quelques heures d'avance que SAM, ce qui est un point positif. Le but principal de ces résultats est de comparer les quantités de HTF utilisés dans les deux systèmes comme le montre la figure 4.16.

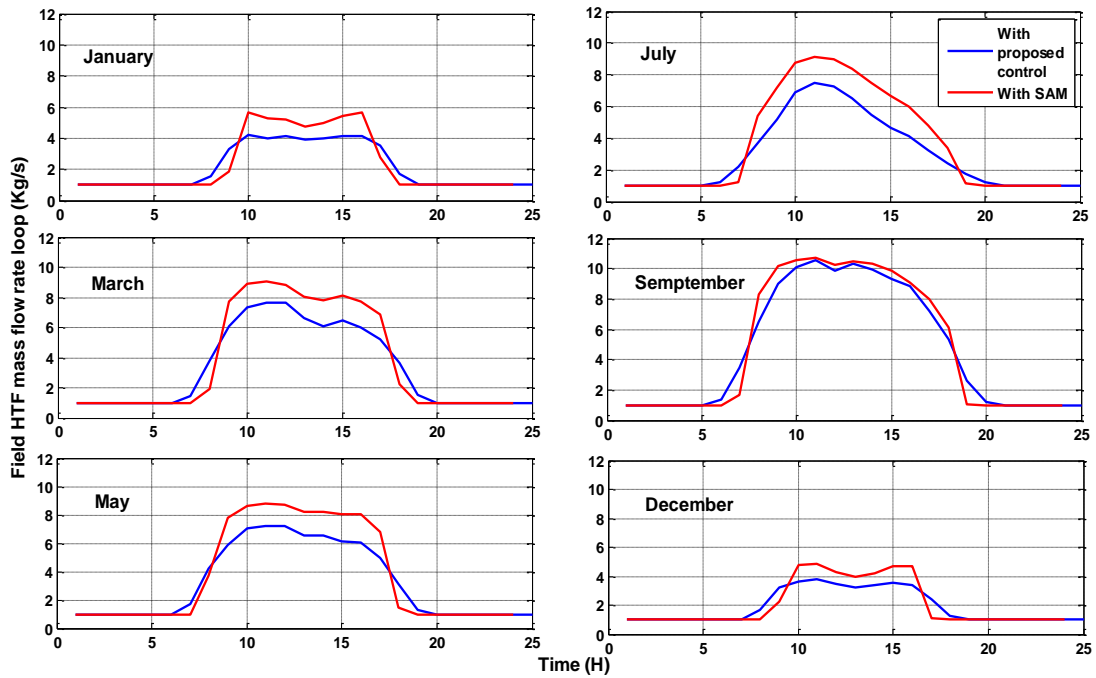


Figure 4. 16: Débit massique de HTF

La figure 4.16 montre que le débit massique de HTF avec SAM est plus grand que la system proposée. Par conséquent, le système proposé a contrôlé la masse de HTF de telle sorte que la production thermique est en équivalence avec SAM. En même temps, le contrôle proposé utilise des quantités plus faibles de HTF pour produire la même puissance thermique et plus comme le montre la figure 4.15 au mois de mai. Cela prouve que la nouvelle conception a une capacité de production plus efficace. D'autre part, le stockage est devenu possible dans tous les mois contrairement à SAM, comme il montre dans la figure 4.17.

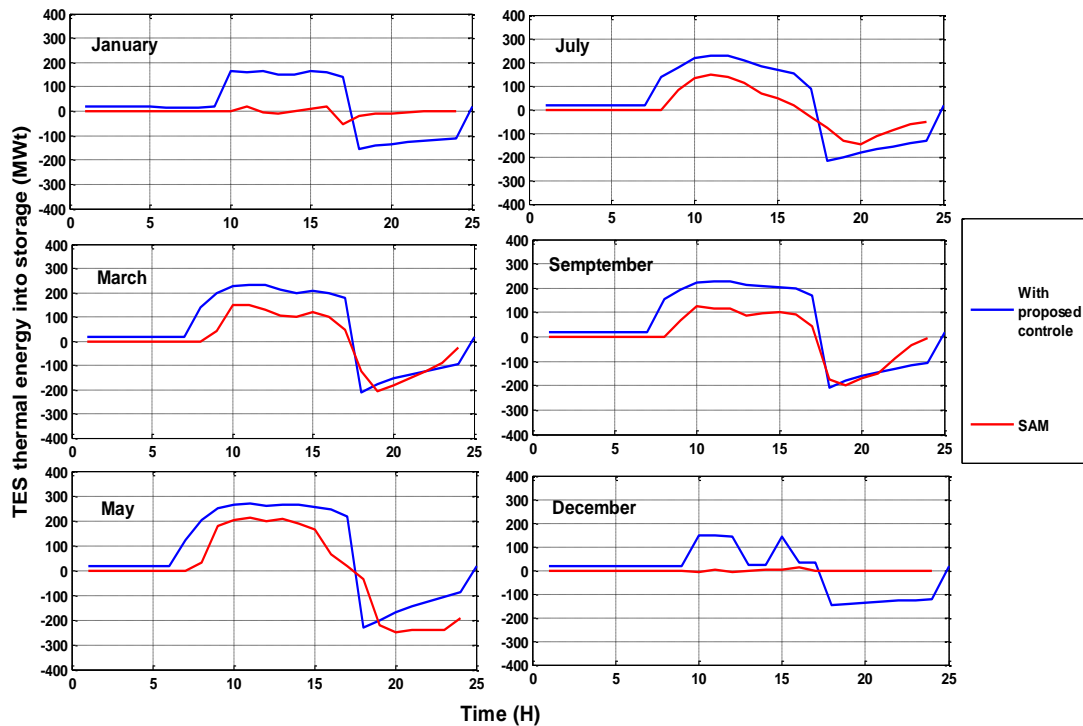


Figure 4. 17: Energie thermique de stockage

La figure 4.17 montre l'énergie thermique dans le stockage avec la même puissance thermique du champ solaire. La figure 4.17 montre deux points d'amélioration par rapport à SAM, le premier est que l'énergie stockée est supérieure qui augmente la capacité de la centrale. La seconde est que le stockage est possible au mois de Janvier et Décembre, mais les résultats de SAM montrent que l'énergie stockée dans ces deux mois est égale à zéro. Le stockage de l'énergie thermique dépendant de l'irradiation, donc il est possible de ne pas stocker dans les mois de Janvier et Décembre et de produire la puissance thermique directement, mais ces résultats sont liés à la figure 4.15, qui montre la même puissance thermique dans le champ solaire entre les deux

systèmes, le contrôle proposé a la capacité de stocker l'énergie thermique dans tous les mois contrairement à SAM, ce qui prouve encore l'efficacité de la nouvelle conception.

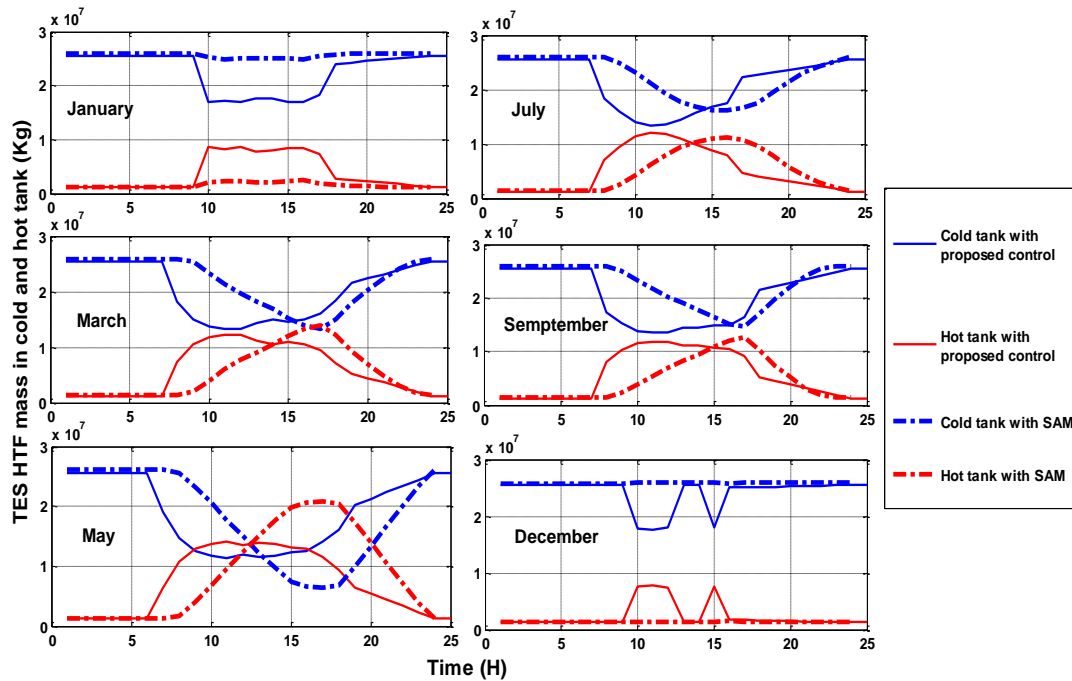


Figure 4. 18: Débit massique de HTF pour le TES

La figure 4.18 représente le recyclage de la masse de HTF pour le stockage entre le réservoir froid et le réservoir chaud. Sachant que le stockage a une relation avec l'irradiation et la température absorbée, SAM n'a pas stocker l'énergie en Janvier et Décembre en raison de l'irradiation qui est faible, contrairement au contrôle proposé, le stockage est possible en raison de la nouvelle conception qu'a la possibilité d'augmenter la température absorbée, (figure 4.12). En ce qui concerne les autres mois, la quantité des masses utilisées dans SAM est plus grande que le contrôle proposé (figure 4.18) d'autre part que l'énergie stockée avec la commande proposée est plus grande que SAM (figure 4.17), elle est due à l'augmentation de la température absorbée. Ainsi, avec la conception proposée du CSP est devenu plus économique.

L'angle d'ouverture β est un paramètre très nécessaire, qui doit être introduite dans les modèles d'estimation, la prédiction et la construction du CSP pour accroître son efficacité.

4.6 Conclusion

Le développement de l'énergie nomme les énergies renouvelables pour prendre une place de grande envergure dans la production et protection de l'environnement. Le concentrateur d'énergie solaire est l'un des nombreux projets d'énergies renouvelables. Et l'évaluation de l'investissement de tout projet est important pour le lancer qu'il est basé sur la taille de chaque élément. Les systèmes précédents ne suffisent pas à donner un fonctionnement optimal des centrale CSP. Un nouveau système de contrôle comprenant capteur et absorbeur flexible est proposé et expérimenté avec succès. Avec cette nouvelle technologie, la réponse dynamique de la nouvelle PTC peut être évaluée. Il est également mentionné que la position de l'absorbeur est d'une grande importance, dans la performance et l'efficacité de CSP. Grace à la proportion de l'angle d'ouverture du collecteur où il sert à la boucle de régulation, de sorte que la température de l'absorbeur peut être augmentée et la production de CSP est améliorée.

Conclusion Générale

De toute évidence, il est urgent d'intégrer l'énergie renouvelable dans les réseaux futurs. Ces types d'énergies, associés au stockage d'énergie, peuvent être très bénéfiques pour le réseau en fournissant une variété de services auxiliaires et en réduisant les pics de charge tous les jours. Les technologies de stockage varieront en fonction des sources d'énergie renouvelables, et davantage de types de ressources conduiront à une plus grande stabilité du réseau.

Bien que l'hydrure de magnésium ait une température de désorption supérieure à 300°C. Cependant, grâce à l'utilisation d'un système de concentration, cette température peut être obtenue dans le champ solaire. De cet effet, le dispositif de stockage d'hydrogène peut être considéré comme un système de stockage d'énergie.

Les transitions énergétiques exigent que les énergies renouvelables jouent un rôle important dans la production d'électricité et la protection de l'environnement. L'énergie solaire et PTC jouent un rôle important dans le développement des énergies renouvelables. Dans les travaux actuels, une expérience visant à évaluer l'effet de l'angle d'ouverture du PTC sur l'absorption solaire. Les résultats du PTC flexible permettent d'obtenir un modèle mathématique pour représenter la relation entre l'éclairement, le temps et la température au point d'absorption.

Le développement de l'énergie fait des énergies renouvelables une place importante dans la production et la protection de l'environnement. Les concentrateurs solaires font partie des nombreux projets d'énergie renouvelable. Évaluer l'investissement de tout projet est important pour le lancer. Il est basé sur la taille de chaque élément. Le système précédent n'était pas suffisant pour tirer le meilleur parti de CSP. Un nouveau système de contrôle composé d'un capteur souple et d'un absorbeur a été proposé et essayé. Avec cette nouvelle technologie, les nouvelles réponses dynamiques de PTC peuvent être évaluées. Il est également mentionné que la position de l'absorbeur est très importante pour la performance et l'efficacité du CSP. En raison de la proportion de l'angle d'ouverture du collecteur dans la boucle de régulation, la température de l'absorbeur peut être augmentée et la production de CSP peut être améliorée.

Perspectives

Les perspectives de ce travail sont très prometteuses et pourrait donner lieu à des études complémentaires :

- L'optimisation d'une centrale thermique a base de concentrateur solaire flexible.
- L'utilisation des réservoirs de stockage solide d'hydrogène comme une source chaude pour produire l'électricité.
- Amélioration de la gestion et de l'exploitation de système hybride PV-CSP.

Revues Internationales

F. Merad, H. Labar, M. S. Kelaiaia, S. Necaibia, and **O. Djelailia**, “A maximum power control based on flexible collector applied to concentrator solar power,” Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 110, , pp. 315-331, 2019.

O. Djelailia, M. S. Kelaiaia, H. Labar, S. Necaibia, **F. Merad**,” Energy hybridization photovoltaic/diesel generator/pump storage hydroelectric management based on online optimal fuel consumption per kWh,” Sustainable Cities and Society, vol. 44, pp. 1-15, 2019.

S. Necaibia, M. S. Kelaiaia, H. Labar, O. Djelailia, **F. Merad**,” Practical Implementation of a Proposed MPPT Control Strategy to Mitigate Inaccurate Responses for Photovoltaic Systems,” International Journal on Electrical Engineering and Informatics - Volume 10, Number 4, December 2018

Communications Internationales

Faycel Merad, Hocine Labar, Mounia Samira Kelaiaia, Salah Necaibia, and Okba Djelailia, “Proposed Model of Parabolic Trough Systems for Concentrator Solar Power,” The 3rd International Conference on Power Electronics and their Applications (ICPEA 2017) **Djelfa, Algeria.**

Okba Djelailia, Mounia Samira Kelaiaia, Hocine Labar, Salah Necaibia, and **Faycel Merad**, “Micro Grid Solar-Diesel Hybrid System Integration in the South of Algeria,” The 3rd International Conference on Power Electronics and their Applications (ICPEA 2017) **Djelfa, Algeria.**

Okba Djelailia, Mounia Samira Kelaiaia, Hocine Labar, Salah Necaibia, and **Faycel Merad**, “Photovoltaic-Hydroelectric Power Storage-Diesel Hybridization Integrated in South Algeria” Second International Conference on Electrical Engineering (ICEEB’18) **Biskra, Algeria.**

Okba Djelailia, Mounia Samira Kelaiaia, Hocine Labar, Salah Necaibia, and **Faycel Merad**, “Hybrid Microgrid Energy System with an Energy Management Control Strategy Inegerted in South Algeria” International Conference on Communications and Elecrical Engineering (ICCEE 2018) **El Oued, Algeria.**

Bibliographie

- [1] F. Zeren and H. T. Akkuş, “The relationship between renewable energy consumption and trade openness: New evidence from emerging economies,” *Renew. Energy*, vol. 147, pp. 322–329, Mar. 2020.
- [2] Erdiwansyah, Mahidin, R. Mamat, M. S. M. Sani, F. Khoerunnisa, and A. Kadarohman, “Target and demand for renewable energy across 10 ASEAN countries by 2040,” *Electr. J.*, vol. 32, no. 10, p. 106670, Dec. 2019.
- [3] F. Baldi, A. Azzi, and F. Maréchal, “From renewable energy to ship fuel: ammonia as an energy vector and mean for energy storage,” *Comput. Aided Chem. Eng.*, vol. 46, pp. 1747–1752, Jan. 2019.
- [4] R. Aroca-Delgado, J. Pérez-Alonso, Á.-J. Callejón-Ferre, and M. Díaz-Pérez, “Morphology, yield and quality of greenhouse tomato cultivation with flexible photovoltaic rooftop panels (Almería-Spain),” *Sci. Hortic. (Amsterdam)*, vol. 257, p. 108768, Nov. 2019.
- [5] F. C. S. M. Padoan, P. Altimari, and F. Pagnanelli, “Recycling of end of life photovoltaic panels: A chemical prospective on process development,” *Sol. Energy*, vol. 177, pp. 746–761, Jan. 2019.
- [6] K. Ezzaeri *et al.*, “The effect of photovoltaic panels on the microclimate and on the tomato production under photovoltaic canarian greenhouses,” *Sol. Energy*, vol. 173, pp. 1126–1134, Oct. 2018.
- [7] B.-P. Song *et al.*, “Recycling experimental investigation on end of life photovoltaic panels by application of high voltage fragmentation,” *Waste Manag.*, vol. 101, pp. 180–187, Jan. 2020.
- [8] M. Vestenicky, S. Matuska, and R. Hudec, “Simple method of photovoltaic panel power characteristic measurement based on Arduino hardware platform,” *Transp. Res. Procedia*, vol. 40, pp. 579–585, Jan. 2019.
- [9] M. Rajvikram and G. Sivasankar, “Experimental study conducted for the identification of best heat absorption and dissipation methodology in solar photovoltaic panel,” *Sol. Energy*, vol. 193, pp. 283–292, Nov. 2019.
- [10] D. T. Cotfas, A. M. Deaconu, and P. A. Cotfas, “Application of successive discretization algorithm for determining photovoltaic cells parameters,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 196, pp. 545–556, Sep. 2019.
- [11] I. Mathews, S. N. Kantareddy, T. Buonassisi, and I. M. Peters, “Technology and Market Perspective for Indoor Photovoltaic Cells,” *Joule*, vol. 3, no. 6, pp. 1415–1426, Jun. 2019.
- [12] A. K. Shaker Al-Sayyab, Z. Y. Al Tmari, and M. K. Taher, “Theoretical and experimental investigation of photovoltaic cell performance, with optimum tilted angle: Basra city case study,” *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 14, p. 100421, Sep. 2019.

- [13] M. Shaygan, M. A. Ehyaei, A. Ahmadi, M. E. H. Assad, and J. L. Silveira, "Energy, exergy, advanced exergy and economic analyses of hybrid polymer electrolyte membrane (PEM) fuel cell and photovoltaic cells to produce hydrogen and electricity," *J. Clean. Prod.*, vol. 234, pp. 1082–1093, Oct. 2019.
- [14] N. Katayama, S. Osawa, S. Matsumoto, T. Nakano, and M. Sugiyama, "Degradation and fault diagnosis of photovoltaic cells using impedance spectroscopy," *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 194, pp. 130–136, Jun. 2019.
- [15] S. Gallardo-Saavedra, L. Hernández-Callejo, and O. Duque-Pérez, "Quantitative failure rates and modes analysis in photovoltaic plants," *Energy*, vol. 183, pp. 825–836, Sep. 2019.
- [16] N. Li, Z. Yang, Q. Zhang, R. Feng, and Y. Wu, "Numerical Study on Windbreaks with Different Porosity in Photovoltaic Power Plants," *Energy Procedia*, vol. 158, pp. 577–582, Feb. 2019.
- [17] H. E. Colak, T. Memisoglu, and Y. Gercek, "Optimal site selection for solar photovoltaic (PV) power plants using GIS and AHP: A case study of Malatya Province, Turkey," *Renew. Energy*, vol. 149, pp. 565–576, 2020.
- [18] S. M. Habib, A. El-Raie Emam Suliman, A. H. Al Nahry, and E. N. Abd El Rahman, "Spatial modeling for the optimum site selection of solar photovoltaics power plant in the northwest coast of Egypt," *Remote Sens. Appl. Soc. Environ.*, vol. 18, p. 100313, 2020.
- [19] P. M. Rodrigo, D. L. Talavera, E. F. Fernández, F. M. Almonacid, and P. J. Pérez-Higueras, "Optimum capacity of the inverters in concentrator photovoltaic power plants with emphasis on shading impact," *Energy*, vol. 187, p. 115964, Nov. 2019.
- [20] S. Necaibia, O. Djelailia, H. Labar, M. S. Kelaiaia, and F. Merad, "Optimal fuel consumption planning and energy management strategy for a hybrid energy system with pumped storage," *Int. J. Energy Technol. Policy*, vol. 16, no. 5/6, p. 587, 2020.
- [21] O. Djelailia, M. S. Kelaiaia, H. Labar, S. Necaibia, and F. Merad, "Hybrid Energy System with an Energy Management Control Strategy Based on the Online Fuel Consumption," *Electr. Power Components Syst.*, vol. 47, no. 19–20, pp. 1717–1730, 2019.
- [22] K. Ndwali, J. G. Njiri, and E. M. Wanjiru, "Multi-objective optimal sizing of grid connected photovoltaic batteryless system minimizing the total life cycle cost and the grid energy," *Renew. Energy*, Oct. 2019.
- [23] G. Barone, A. Buonomano, C. Forzano, A. Palombo, and O. Panagopoulos, "Photovoltaic thermal collectors: Experimental analysis and simulation model of an innovative low-cost water-based prototype," *Energy*, vol. 179, pp. 502–516, Jul. 2019.
- [24] L.-C. Zhao *et al.*, "Magnetic coupling and flextensional amplification mechanisms for high-robustness ambient wind energy harvesting," *Energy Convers. Manag.*, vol. 201, p. 112166, Dec. 2019.
- [25] S. Sharma and S. Sinha, "Indian wind energy & its development-policies-

- barriers: An overview,” *Environ. Sustain. Indic.*, vol. 1–2, p. 100003, Sep. 2019.
- [26] B. Kılıç, “Determination of wind dissipation maps and wind energy potential in Burdur province of Turkey using geographic information system (GIS),” *Sustain. Energy Technol. Assessments*, vol. 36, p. 100555, Dec. 2019.
- [27] J. Feng, L. Feng, J. Wang, and C. W. King, “Evaluation of the onshore wind energy potential in mainland China—Based on GIS modeling and EROI analysis,” *Resour. Conserv. Recycl.*, vol. 152, p. 104484, Jan. 2020.
- [28] M. deCastro *et al.*, “Europe, China and the United States: Three different approaches to the development of offshore wind energy,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 109, pp. 55–70, Jul. 2019.
- [29] J. G. Rueda-Bayona, A. Guzmán, J. J. C. Eras, R. Silva-Casarín, E. Bastidas-Arteaga, and J. Horrillo-Caraballo, “Renewables energies in Colombia and the opportunity for the offshore wind technology,” *J. Clean. Prod.*, vol. 220, pp. 529–543, May 2019.
- [30] S. Diaf and G. Notton, “Evaluation of electricity generation and energy cost of wind energy conversion systems in southern Algeria,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 23, pp. 379–390, Jul. 2013.
- [31] A. F. Esteves, F. M. Santos, and J. C. Magalhães Pires, “Carbon dioxide as geothermal working fluid: An overview,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 114, p. 109331, Oct. 2019.
- [32] A. Anderson and B. Rezaie, “Geothermal technology: Trends and potential role in a sustainable future,” *Appl. Energy*, vol. 248, pp. 18–34, Aug. 2019.
- [33] L. Xia and Y. Zhang, “An overview of world geothermal power generation and a case study on China—The resource and market perspective,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 112, pp. 411–423, Sep. 2019.
- [34] W. G. P. Kumari and P. G. Ranjith, “Sustainable development of enhanced geothermal systems based on geotechnical research – A review,” *Earth-Science Rev.*, vol. 199, p. 102955, Dec. 2019.
- [35] C. Clauser and M. Ewert, “The renewables cost challenge: Levelized cost of geothermal electric energy compared to other sources of primary energy – Review and case study,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 82, pp. 3683–3693, Feb. 2018.
- [36] B. Belgasim, Y. Aldali, M. J. R. Abdunnabi, G. Hashem, and K. Hossin, “The potential of concentrating solar power (CSP) for electricity generation in Libya,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 90, pp. 1–15, Jul. 2018.
- [37] M. T. Islam, N. Huda, A. B. Abdullah, and R. Saidur, “A comprehensive review of state-of-the-art concentrating solar power (CSP) technologies: Current status and research trends,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 91, pp. 987–1018, Aug. 2018.
- [38] M. Balghouthi, S. E. Trabelsi, M. Ben Amara, A. B. H. Ali, and A. Guizani, “Potential of concentrating solar power (CSP) technology in Tunisia and the possibility of interconnection with Europe,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol.

- 56, pp. 1227–1248, Apr. 2016.
- [39] A. J. Abdulhamed, N. M. Adam, M. Z. A. Ab-Kadir, and A. A. Hairuddin, “Review of solar parabolic-trough collector geometrical and thermal analyses, performance, and applications,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 91, pp. 822–831, Aug. 2018.
- [40] E. Bellos and C. Tzivanidis, “Alternative designs of parabolic trough solar collectors,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 71, pp. 81–117, Mar. 2019.
- [41] T. Bouhal *et al.*, “Technical feasibility of a sustainable Concentrated Solar Power in Morocco through an energy analysis,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 81, pp. 1087–1095, Jan. 2018.
- [42] G. Kumaresan, P. Sudhakar, R. Santosh, and R. Velraj, “Experimental and numerical studies of thermal performance enhancement in the receiver part of solar parabolic trough collectors,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 77, pp. 1363–1374, Sep. 2017.
- [43] N. W. Alnaser, “First smart 8.64 kW BIPV in a building in Awali Town at Kingdom of Bahrain,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 82, pp. 205–214, Feb. 2018.
- [44] N. P. Simpson, “Accommodating landscape-scale shocks: Lessons on transition from Cape Town and Puerto Rico,” *Geoforum*, vol. 102, pp. 226–229, Jun. 2019.
- [45] Z. Tian *et al.*, “Large-scale solar district heating plants in Danish smart thermal grid: Developments and recent trends,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 189, pp. 67–80, Jun. 2019.
- [46] Y. M. Seshie, K. E. N’Tsoukpoe, P. Neveu, Y. Coulibaly, and Y. K. Azoumah, “Small scale concentrating solar plants for rural electrification,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 90, pp. 195–209, Jul. 2018.
- [47] D. Lauka, I. Pakere, and D. Blumberga, “First solar power plant in Latvia. Analysis of operational data,” *Energy Procedia*, vol. 147, pp. 162–165, Aug. 2018.
- [48] B. Perers, S. Furbo, Z. Tian, J. Egelwisse, F. Bava, and J. Fan, “Tårs 10000 m² CSP + Flat Plate Solar Collector Plant - Cost-Performance Optimization of the Design,” *Energy Procedia*, vol. 91, pp. 312–316, Jun. 2016.
- [49] Y. A. Situmorang, Z. Zhao, A. Yoshida, A. Abudula, and G. Guan, “Small-scale biomass gasification systems for power generation,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 117, p. 109486, Jan. 2020.
- [50] A. Halim Abdul Razik, C. S. Khor, and A. Elkamel, “A Model-Based Approach for Biomass-to-Bioproducts Supply Chain Network Planning Optimization,” *Food Bioprod. Process.*, Oct. 2019.
- [51] A. AlNouss, G. McKay, and T. Al-Ansari, “Production of syngas via gasification using optimum blends of biomass,” *J. Clean. Prod.*, vol. 242, p. 118499, Jan. 2020.
- [52] J. Cerazy-Waliszewska *et al.*, “Potential of bioethanol production from biomass

- of various *Miscanthus* genotypes cultivated in three-year plantations in west-central Poland,” *Ind. Crops Prod.*, vol. 141, p. 111790, Dec. 2019.
- [53] A. E. Kobryn, S. Gusarov, and K. Shankar, “Multiscale modeling of active layer of hybrid organic-inorganic solar cells for photovoltaic applications by means of density functional theory and integral equation theory of molecular liquids,” *J. Mol. Liq.*, vol. 289, p. 110997, Sep. 2019.
- [54] M. Louzazni, A. Khouya, K. Amechnoue, M. Mussuta, and R. Herbazi, “Bond Graph Modelling of Different Equivalent Models of Photovoltaic Cell,” *Procedia Manuf.*, vol. 32, pp. 802–809, Jan. 2019.
- [55] M. Gruber, V. Jovanov, and V. Wagner, “Modeling of photoactive area spreading in unstructured photovoltaic cells,” *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 200, p. 110011, Sep. 2019.
- [56] E. Piccoli, A. Dama, A. Dolara, and S. Leva, “Experimental validation of a model for PV systems under partial shading for building integrated applications,” *Sol. Energy*, vol. 183, pp. 356–370, May 2019.
- [57] R. Benkercha, S. Moulahoum, and B. Taghezouit, “Extraction of the PV modules parameters with MPP estimation using the modified flower algorithm,” *Renew. Energy*, vol. 143, pp. 1698–1709, Dec. 2019.
- [58] S. Li, H. Liao, H. Yuan, Q. Ai, and K. Chen, “A MPPT strategy with variable weather parameters through analyzing the effect of the DC/DC converter to the MPP of PV system,” *Sol. Energy*, vol. 144, pp. 175–184, Mar. 2017.
- [59] A. Benabda, M. S. Kelaiaia, H. Labar, P.-O. Logerais, and J.-F. Durastanti, “Boost chopper MPP assessment based on solar irradiance and predictive duty cycle applied to a PV system,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 42, no. 30, pp. 19403–19410, Jul. 2017.
- [60] W. Xu, F. Gong, and G. Zhou, “Clustering phase of a general constraint satisfaction problem model d-k-CSP,” *Phys. A Stat. Mech. its Appl.*, vol. 537, p. 122708, Jan. 2020.
- [61] M. Zhu, J. Li, G. Fan, and K. Zhao, “Modeling and Verification of Response Time of QoS-aware Web Service Composition by Timed CSP,” *Procedia Comput. Sci.*, vol. 141, pp. 48–55, Jan. 2018.
- [62] D. D. Dixit and A. Pattamatta, “Effect of uniform external magnetic-field on natural convection heat transfer in a cubical cavity filled with magnetic nano-dispersion,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 146, p. 118828, Jan. 2020.
- [63] D. Mestel and A. W. Roscoe, “Reducing Complex CSP Models to Traces via Priority,” *Electron. Notes Theor. Comput. Sci.*, vol. 325, pp. 237–252, Oct. 2016.
- [64] A. Din, P. Foden, M. Mathew, and K. Periasamy, “Does laminar flow reduce the risk of early surgical site infection in hip fracture patients?,” *J. Orthop.*, Aug. 2019.
- [65] R. Kiran, R. Ahmed, and S. Salehi, “Experiments and CFD modelling for two phase flow in a vertical annulus,” *Chem. Eng. Res. Des.*, Oct. 2019.

- [66] M. Vera and A. E. Quintero, “On the role of axial wall conduction in mini/micro counterflow heat exchangers,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 116, pp. 840–857, Jan. 2018.
- [67] M. Rabani, V. Kalantar, and M. Rabani, “Heat transfer analysis of a Trombe wall with a projecting channel design,” *Energy*, vol. 134, pp. 943–950, Sep. 2017.
- [68] J. D. Osorio and A. Rivera-Alvarez, “Performance analysis of Parabolic Trough Collectors with Double Glass Envelope,” *Renew. Energy*, vol. 130, pp. 1092–1107, Jan. 2019.
- [69] B. Yuan, Y. Zhang, G. Hu, W. Zhong, and F. Qian, “Analytical models for heat transfer in the tube bundle of convection section in a steam cracking furnace,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 163, p. 113947, Dec. 2019.
- [70] A. Maurente and C. G. Alves, “Radiation heat transfer in a gas slab with properties characteristics of a jet engine combustor,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 145, p. 118734, Dec. 2019.
- [71] C. Zhang, J. Wang, L. Li, and W. Gang, “Dynamic thermal performance and parametric analysis of a heat recovery building envelope based on air-permeable porous materials,” *Energy*, p. 116361, Oct. 2019.
- [72] A. Forouzandeh and T. Richter, “Accurate prediction of heating energy demand of courtyard’s surrounding envelopes using temperature correction factor,” *Energy Build.*, vol. 193, pp. 49–68, Jun. 2019.
- [73] R.-J. Wang and W.-L. Cheng, “Study on dynamic thermal control performance of positive temperature coefficient (PTC) material based on a novel heat transfer model considering internal heat transfer,” *Appl. Therm. Eng.*, p. 114452, Sep. 2019.
- [74] K. Mansour, R. Boudries, and R. Dizene, “Optical, 2D thermal modeling and exergy analysis applied for performance prediction of a solar PTC,” *Sol. Energy*, vol. 174, pp. 1169–1184, Nov. 2018.
- [75] Y. Boukhchana, A. Fellah, and A. Ben Brahim, “Modelling of the generation phase of an absorption cooling cycle operating intermittently,” *Int. J. Refrig.*, vol. 34, no. 1, pp. 159–167, Jan. 2011.
- [76] J. Wan, Z. Xu, and H. Zhao, “Methane/air premixed flame topology structure in a mesoscale combustor with a plate flame holder and preheating channels,” *Energy*, vol. 165, pp. 802–811, Dec. 2018.
- [77] P. De Rango, D. Fruchart, and P. Marty, “Le stockage solide de l’hydrogène au service des énergies renouvelables,” *CNRS (Centre Natl. la Rech. Sci.*, pp. 86–92, 2011.
- [78] B. Chen, H. Xu, H. Zhang, P. Tan, W. Cai, and M. Ni, “A novel design of solid oxide electrolyser integrated with magnesium hydride bed for hydrogen generation and storage – A dynamic simulation study,” *Appl. Energy*, vol. 200, pp. 260–272, 2017.
- [79] V. Zadorozhnyy *et al.*, “Evaluation of hydrogen storage performance of ZrTiVNiCrFe in electrochemical and gas-solid reactions,” *Int. J. Hydrogen*

- Energy*, Jul. 2019.
- [80] M. Rkhis *et al.*, “First principle investigation on hydrogen solid storage in $Zr_{1-x}Nb_xNiH_3$ ($x = 0$ and 0.1),” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 44, no. 41, pp. 23188–23195, Aug. 2019.
- [81] S. Kwon, M. J. Kim, S. Kang, and T. Kim, “Development of a high-storage-density hydrogen generator using solid-state $NaBH_4$ as a hydrogen source for unmanned aerial vehicles,” *Appl. Energy*, vol. 251, p. 113331, Oct. 2019.
- [82] A. Alaoui-Belghiti, H. Lifi, S. Laasri, S. Touhtouh, and A. Hajjaji, “Pyroelectric sensor based on $Pb(Mg_{1/3}Nb_{2/3})_{1-x}Ti_xO_3$ single crystals for solid state hydrogen storage reactors,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 44, no. 29, pp. 15657–15664, Jun. 2019.
- [83] F. Heubner *et al.*, “In-operando stress measurement and neutron imaging of metal hydride composites for solid-state hydrogen storage,” *J. Power Sources*, vol. 397, pp. 262–270, Sep. 2018.
- [84] G. Iaquaniello, W. Montanari, and A. Salladini, “Standalone CSP-DG system for electricity generation of remote areas and desalinated water supply,” *Sol. Energy*, vol. 157, no. September, pp. 1056–1063, 2017.
- [85] H. Zhai, Q. An, and L. Shi, “Zeotropic mixture active design method for organic Rankine cycle,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 129, no. October, pp. 1171–1180, 2017.
- [86] M. Mahmood, A. Traverso, A. Nicola, A. F. Massardo, D. Marsano, and C. Cravero, “Thermal energy storage for CSP hybrid gas turbine systems : Dynamic modelling and experimental validation,” *Appl. Energy*, vol. 212, no. September 2017, pp. 1240–1251, 2018.
- [87] H. Zhang, W. Kong, T. Tan, and J. Baeyens, “High-efficiency concentrated solar power plants need appropriate materials for high-temperature heat capture, conveying and storage,” *Energy*, vol. 139, pp. 52–64, 2017.
- [88] H. Chirino, B. Xu, X. Xu, and P. Guo, “Generalized diagrams of energy storage efficiency for latent heat thermal storage system in concentrated solar power plant,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 129, pp. 1595–1603, 2017.
- [89] L. C. Ding, A. Akbarzadeh, and L. Tan, “A review of power generation with thermoelectric system and its alternative with solar ponds,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 81, no. July 2017, pp. 799–812, 2018.
- [90] İ. Halil, “Modeling , simulation and performance analysis of parabolic trough solar collectors : A comprehensive review,” *Appl. Energy J.*, vol. 225, no. April, pp. 135–174, 2018.
- [91] B. Lamrani, A. Khouya, B. Zeghmami, and A. Draoui, “Mathematical modeling and numerical simulation of a parabolic trough collector : A case study in thermal engineering,” *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. Volume 8, no. December 2018, pp. 47–54, 2018.
- [92] J. A. Carballo, J. Bonilla, M. Berenguel, and P. Palenzuela, “Parabolic Trough Collector Field Dynamic Model : Validation , Energetic and Exergetic analyses,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 148, no. 5 February 2019, pp. 777–786,

- 2018.
- [93] E. Bellos, C. Tzivanidis, and D. Tsimpoukis, "Optimum number of internal fins in parabolic trough collectors," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 137, no. September 2017, pp. 669–677, 2018.
- [94] I. Bendato, L. Cassettari, M. Mosca, and R. Mosca, "Stochastic techno-economic assessment based on Monte Carlo simulation and the Response Surface Methodology : The case of an innovative linear Fresnel CSP (concentrated solar power) system," *Energy*, vol. 101, pp. 309–324, 2016.
- [95] V. Kumar, R. L. Shrivastava, and S. P. Untawale, "Fresnel lens : A promising alternative of reflectors in concentrated solar power," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 44, no. 44 (2015), pp. 376–390, 2015.
- [96] J. Zhu and Z. Chen, "Solar Energy Materials and Solar Cells Optical design of compact linear fresnel reflector systems," *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 176, no. December 2017, pp. 239–250, 2018.
- [97] M. Rahou, A. Mojiri, G. Rosengarten, and J. Andrews, "Optical design of a Fresnel concentrating solar system for direct transmission of radiation through an optical fibre bundle," *Sol. ENERGY*, vol. 124, pp. 15–25, 2016.
- [98] S. Bouaddi and A. Ihlal, "Comparative analysis of soiling of CSP mirror materials in arid zones," *Renew. Energy*, vol. 101, no. 101 (2017), pp. 437–449, 2017.
- [99] G. K. Manikandan, S. Iniyar, and R. Goic, "Enhancing the optical and thermal efficiency of a parabolic trough collector – A review," *Appl. Energy*, vol. 235, no. November 2018, pp. 1524–1540, 2019.
- [100] R. Capuano *et al.*, "Numerical models of advanced ceramic absorbers for volumetric solar receivers," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 58, pp. 656–665, 2016.
- [101] H. M. I. Pousinho, J. Contreras, P. Pinson, and V. M. F. Mendes, "Robust optimisation for self-scheduling and bidding strategies of hybrid CSP-fossil power plants," *Int. J. Electr. Power Energy Syst.*, vol. 67, pp. 639–650, 2015.
- [102] A. Kassem, K. Al-haddad, and D. Komljenovic, "Concentrated solar thermal power in Saudi Arabia : Definition and simulation of alternative scenarios," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 80, no. May, pp. 75–91, 2017.
- [103] Y. Zhang and P. Li, "Minimum system entropy production as the FOM of high temperature heat transfer fluids for CSP systems," *Sol. Energy*, vol. 152, p. Pages 80-90, 2017.
- [104] G. Xiao, G. Zheng, M. Qiu, Q. Li, D. Li, and M. Ni, "Thermionic energy conversion for concentrating solar power," *Appl. Energy*, vol. 208, no. August, pp. 1318–1342, 2017.
- [105] L. F. Cabeza *et al.*, "Thermochemical energy storage by consecutive reactions for higher efficient concentrated solar power plants (CSP): Proof of concept," *Appl. Energy*, vol. 185, pp. 836–845, 2017.
- [106] I. Kim, "Optimal capacity of storage systems and photovoltaic systems able to

- control reactive power using the sensitivity analysis method,” *Energy*, vol. 150, pp. 642–652, 2018.
- [107] K. M. Powell, K. Rashid, K. Ellingwood, J. Tuttle, and B. D. Iverson, “Hybrid concentrated solar thermal power systems : A review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 80, no. May, pp. 215–237, 2017.
- [108] S. Ravelli, G. Franchini, and A. Perdichizzi, “Comparison of different CSP technologies for combined power and cooling production,” *Renew. Energy*, vol. 121, pp. 712–721, 2018.
- [109] S. Guo *et al.*, “Model and control scheme for recirculation mode direct steam generation parabolic trough solar power plants,” *Appl. Energy*, vol. 202, pp. 700–714, 2017.
- [110] M. Lin, J. Reinhold, N. Monnerie, and S. Haussener, “Modeling and design guidelines for direct steam generation solar receivers,” *Appl. Energy*, vol. 216, no. October 2017, pp. 761–776, 2018.
- [111] S. Meiser, S. Schneider, E. Lüpfer, and B. Schiricke, “Evaluation and assessment of gravity load on mirror shape and focusing quality of parabolic trough solar mirrors using finite-element analysis,” *Appl. Energy*, pp. 1–7, 2016.
- [112] N. Blair, A. Dobos, and N. Sather, “Case Studies Comparing System Advisor Model (SAM) Results to Real Performance Data Preprint,” *NREL*, no. June, 2012.
- [113] A. Pizzolato, F. Donato, V. Verda, M. Santarelli, and A. Sciacovelli, “CSP plants with thermocline thermal energy storage and integrated steam generator – Techno-economic modeling and design optimization,” *Energy*, vol. 139, pp. 231–246, 2017.

Annex

T_m , measured values; T_c , calculated values using proposed model.

A.I. Model error, for $\beta = 150^\circ$

G [W/m ²]	Time (min)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
400	T_m	54.39	84.47	96.64	101.56	103.55	104.35	104.68	104.81	104.86	104.89
	T_c	54.42	84.52	96.69	101.62	103.61	104.41	104.74	104.87	104.92	104.95
429	T_m	57.71	88.17	100.1	104.78	106.62	107.34	107.62	107.73	107.77	107.79
	T_c	57.75	88.22	100.17	104.85	106.68	107.4	107.68	107.79	107.83	107.85
460	T_m	59.21	90.27	102.44	107.22	109.09	109.83	110.11	110.23	110.27	110.29
	T_c	59.26	90.33	102.52	107.29	109.17	109.9	110.19	110.3	110.35	110.36
480	T_m	60.42	92.03	104.45	109.34	111.26	112.01	112.31	112.42	112.47	112.49
	T_c	60.45	92.07	104.49	109.37	111.29	112.05	112.34	112.46	112.5	112.52
500	T_m	61.84	93.81	106.3	111.17	113.08	113.82	114.11	114.23	114.27	114.29
	T_c	61.89	93.87	106.36	111.24	113.15	113.89	114.18	114.3	114.34	114.36
540	T_m	63.07	95.37	107.92	112.8	114.69	115.43	115.72	115.83	115.87	115.89
	T_c	63.08	95.38	107.93	112.81	114.71	115.44	115.73	115.84	115.88	115.9
570	T_m	64.05	96.61	109.22	114.11	116	116.74	117.02	117.13	117.17	117.19
	T_c	64.05	96.61	109.23	114.11	116	116.74	117.02	117.13	117.17	117.19
600	T_m	64.8	97.57	110.23	115.12	117.01	117.74	118.02	118.13	118.17	118.19
	T_c	64.84	97.62	110.29	115.18	117.07	117.8	118.09	118.19	118.24	118.25
630	T_m	65.43	98.39	111.11	116.02	117.91	118.64	118.92	119.03	119.07	119.09
	T_c	65.45	98.42	111.15	116.05	117.95	118.68	118.96	119.07	119.11	119.13
660	T_m	65.91	99.02	111.79	116.71	118.61	119.34	119.62	119.73	119.77	119.79
	T_c	65.94	99.07	111.84	116.76	118.66	119.39	119.67	119.78	119.82	119.84
670	T_m	66.1	99.29	112.08	117.01	118.91	119.64	119.92	120.03	120.07	120.09
	T_c	66.14	99.34	112.13	117.07	118.97	119.7	119.98	120.09	120.13	120.15
700	T_m	66.41	99.72	112.55	117.5	119.4	120.14	120.42	120.53	120.57	120.59
	T_c	66.48	99.8	112.65	117.6	119.5	120.24	120.52	120.63	120.67	120.69
730	T_m	66.72	100.14	113.02	117.99	119.9	120.64	120.92	121.03	121.07	121.09
	T_c	66.75	100.19	113.08	118.05	119.96	120.7	120.98	121.09	121.14	121.15
790	T_m	67.19	100.8	113.77	118.76	120.69	121.43	121.72	121.83	121.87	121.89
	T_c	67.24	100.88	113.86	118.86	120.79	121.53	121.82	121.93	121.97	121.98
830	T_m	67.63	101.41	114.43	119.45	121.39	122.13	122.42	122.53	122.57	122.59
	T_c	67.67	101.47	114.5	119.52	121.45	122.2	122.49	122.6	122.64	122.66
890	T_m	68.5	102.53	115.62	120.65	122.59	123.33	123.62	123.73	123.77	123.79
	T_c	68.53	102.57	115.66	120.69	122.63	123.37	123.66	123.77	123.81	123.83
1000	T_m	70.89	105.47	118.62	123.63	125.53	126.26	126.53	126.64	126.68	126.69
	T_c	70.9	105.48	118.64	123.65	125.55	126.27	126.55	126.66	126.7	126.71

A.2. Model error, for $\beta = 124^\circ$

G [W/m ²]	Time (min)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
400	T_m	71.34	99.98	111.48	116.1	117.96	118.7	119	119.12	119.17	119.19
	T_c	71.37	100.03	111.53	116.15	118.01	118.75	119.05	119.17	119.22	119.24
429	T_m	74.16	103.71	115.49	120.19	122.06	122.81	123.1	123.22	123.27	123.29
	T_c	74.11	103.65	115.43	120.12	121.99	122.73	123.03	123.15	123.2	123.22
460	T_m	76.53	106.83	118.83	123.58	125.47	126.21	126.51	126.62	126.67	126.69
	T_c	76.57	106.89	118.9	123.65	125.54	126.28	126.58	126.69	126.74	126.76
480	T_m	78.75	109.76	121.97	126.78	128.67	129.42	129.71	129.82	129.87	129.89
	T_c	78.75	109.76	121.98	126.79	128.68	129.43	129.72	129.84	129.88	129.9
500	T_m	80.64	112.24	124.62	129.47	131.37	132.12	132.41	132.53	132.57	132.59
	T_c	80.69	112.31	124.7	129.55	131.45	132.2	132.49	132.6	132.65	132.67
540	T_m	82.39	114.54	127.08	131.97	133.88	134.62	134.91	135.03	135.07	135.09
	T_c	82.4	114.54	127.08	131.98	133.89	134.63	134.92	135.03	135.08	135.1
570	T_m	83.88	116.48	129.15	134.07	135.98	136.73	137.02	137.13	137.17	137.19
	T_c	83.89	116.49	129.17	134.09	136.01	136.75	137.04	137.15	137.2	137.21
600	T_m	85.19	118.19	130.98	135.93	137.85	138.59	138.88	138.99	139.03	139.05
	T_c	85.19	118.19	130.98	135.93	137.85	138.6	138.89	139	139.04	139.06
630	T_m	86.28	119.62	132.49	137.47	139.39	140.13	140.42	140.53	140.57	140.59
	T_c	86.32	119.67	132.55	137.53	139.45	140.2	140.48	140.59	140.64	140.65
660	T_m	87.3	120.94	133.91	138.91	140.83	141.57	141.86	141.97	142.01	142.03
	T_c	87.3	120.95	133.91	138.91	140.84	141.58	141.87	141.98	142.02	142.04
670	T_m	87.75	121.5	134.48	139.48	141.4	142.14	142.42	142.53	142.57	142.59
	T_c	87.74	121.52	134.52	139.53	141.46	142.2	142.49	142.6	142.64	142.66
700	T_m	88.48	122.48	135.54	140.57	142.5	143.24	143.52	143.63	143.67	143.69
	T_c	88.53	122.55	135.63	140.65	142.58	143.32	143.61	143.72	143.76	143.78
730	T_m	89.19	123.41	136.53	141.57	143.5	144.24	144.52	144.63	144.67	144.69
	T_c	89.23	123.46	136.6	141.63	143.57	144.31	144.59	144.7	144.74	144.76
790	T_m	90.4	124.98	138.2	143.26	145.2	145.94	146.22	146.33	146.37	146.39
	T_c	90.43	125.02	138.25	143.32	145.25	146	146.28	146.39	146.43	146.45
830	T_m	91.18	125.99	139.29	144.36	146.3	147.04	147.33	147.43	147.47	147.49
	T_c	91.24	126.08	139.38	144.46	146.4	147.14	147.42	147.53	147.57	147.59
890	T_m	92.32	127.47	140.86	145.96	147.91	148.65	148.93	149.03	149.07	149.09
	T_c	92.35	127.52	140.92	146.02	147.96	148.7	148.98	149.09	149.13	149.15
1000	T_m	94.46	130.25	143.81	148.95	150.89	151.63	151.91	152.02	152.06	152.07
	T_c	94.46	130.25	143.81	148.95	150.9	151.64	151.92	152.02	152.06	152.08

A.3. Model error, for $\beta = 115^\circ$

G [W/m ²]	Time (min)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
400	T_m	94.19	130.05	143.71	148.9	150.88	151.64	151.92	152.03	152.07	152.09
	T_c	94.24	130.11	143.77	148.96	150.94	151.7	151.98	152.09	152.13	152.15
429	T_m	96.19	132.65	146.47	151.7	153.69	154.44	154.73	154.83	154.87	154.89
	T_c	96.2	132.67	146.49	151.73	153.72	154.47	154.76	154.87	154.91	154.92
460	T_m	98.03	135.05	149.02	154.3	156.29	157.04	157.33	157.43	157.48	157.49
	T_c	98.05	135.07	149.05	154.33	156.32	157.08	157.36	157.47	157.51	157.52
480	T_m	99.74	137.26	151.38	156.7	158.69	159.45	159.73	159.84	159.88	159.89
	T_c	99.78	137.32	151.45	156.76	158.76	159.51	159.79	159.9	159.94	159.96
500	T_m	101.38	139.39	153.65	158.99	161	161.75	162.03	162.14	162.18	162.19
	T_c	101.4	139.42	153.68	159.02	161.03	161.78	162.06	162.17	162.21	162.22
540	T_m	102.89	141.35	155.72	161.09	163.1	163.85	164.13	164.24	164.28	164.29
	T_c	102.91	141.37	155.75	161.12	163.13	163.88	164.16	164.27	164.31	164.32
570	T_m	104.25	143.11	157.59	162.99	165	165.75	166.03	166.14	166.18	166.19
	T_c	104.3	143.18	157.67	163.07	165.08	165.83	166.11	166.21	166.25	166.27
600	T_m	105.55	144.79	159.38	164.8	166.82	167.57	167.85	167.95	167.99	168
	T_c	105.58	144.83	159.43	164.85	166.87	167.62	167.9	168	168.04	168.05
630	T_m	106.7	146.27	160.95	166.39	168.41	169.16	169.44	169.54	169.58	169.59
	T_c	106.76	146.35	161.04	166.48	168.5	169.25	169.53	169.63	169.67	169.69
660	T_m	107.77	147.66	162.42	167.89	169.91	170.66	170.94	171.04	171.08	171.09
	T_c	107.82	147.73	162.5	167.96	169.99	170.74	171.01	171.12	171.15	171.17
670	T_m	108.27	148.31	163.11	168.59	170.61	171.36	171.64	171.74	171.78	171.79
	T_c	108.32	148.37	163.18	168.65	170.67	171.42	171.7	171.8	171.84	171.85
700	T_m	109.21	149.52	164.4	169.89	171.91	172.66	172.94	173.04	173.08	173.09
	T_c	109.23	149.54	164.42	169.91	171.94	172.69	172.96	173.06	173.1	173.12
730	T_m	110.01	150.55	165.48	170.99	173.02	173.76	174.04	174.14	174.18	174.19
	T_c	110.04	150.59	165.53	171.03	173.06	173.81	174.08	174.18	174.22	174.24
790	T_m	111.37	152.29	167.32	172.85	174.88	175.63	175.9	176	176.04	176.05
	T_c	111.36	152.29	167.33	172.86	174.89	175.63	175.91	176.01	176.05	176.06
830	T_m	112.1	153.24	168.33	173.87	175.9	176.65	176.92	177.02	177.06	177.07
	T_c	112.1	153.24	168.33	173.87	175.91	176.65	176.93	177.03	177.06	177.08
890	T_m	112.7	154.01	169.14	174.69	176.72	177.47	177.74	177.84	177.88	177.89
	T_c	112.77	154.09	169.23	174.78	176.82	177.56	177.83	177.93	177.97	177.98
1000	T_m	113.1	154.5	169.65	175.2	177.23	177.97	178.24	178.34	178.38	178.39
	T_c	113.13	154.54	169.69	175.24	177.27	178.01	178.28	178.38	178.42	178.43