



REPUBLIQUE TUNISIENNE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ DE MONASTIR
ÉCOLE NATIONALE D'INGÉNIEURS DE MONASTIR



THÈSE

Présentée à

L'École Nationale d'Ingénieurs de Monastir

En vue de l'obtention du

DOCTORAT

En Génie Énergétique

Par

Ibtissem SADDOURI

**Contribution à l'étude de la fiabilité du concentrateur solaire linéaire :
Possibilité d'exploitation dans une centrale climatique urbaine**

Soutenue publiquement le 21/12/2023 devant le jury composé de :

Mr. Rachid Said
Mr. Walid Hassen
Mr. Mohamed Hichem Gazah
Mr. Maher Ben Cheikh
Mr. Abdelmajid Jemni
Mr. Oussama Rejeb

Professeur, IPEIM
M. de Conférences, ENIM
Professeur, FSM
Professeur, ENIM
Professeur, ENIM
Docteur, Post-Doc, Charjah

Président
Rapporteur
Rapporteur
Examinateur
Directeur de Thèse
Co-Encadreur

Dédicaces

J'aimerais dédier cette thèse à es chers parents .Merci beaucoup pour tout. Les mots ne suffisent pas pour décrire mes remerciements et ma reconnaissance et mon appréciation à votre égard. Vous avez été ma source d'inspiration, de soutien et d'orientation.

Vous m'avez appris à être unique, déterminée, à croire en moi et à toujours persévérer. Je suis vraiment reconnaissante et honorée de vous avoir comme parents. Pour reprendre une citation d'Albert Schweitzer, « Parfois, notre propre lumière s'éteint et est rallumée par une étincelle provenant d'une autre personne. Chacun d'entre nous a des raisons de penser avec une profonde gratitude à ceux qui ont allumé la flamme en vous ». Vous maman et papa, avez été cette étincelle pour moi lorsque ma lumière s'est éteinte. Je vous remercie pour votre amour et votre soutien indéfectibles tout au long de ce voyage. Je vous aime toujours et pour toujours.

Un sentiment chaleureux envers mes chères sœurs et mon chère frère, dont les paroles d'encouragement et de persévérance résonnent toujours à mes oreilles. Vous n'avez jamais cessé d'être à mes côtés et de me soutenir tout au long de ce parcours. Aucun hommage ne pourrait rendre justice à l'amour et à l'affection qui nous unissent. Que vous trouvez dans ce travail un témoignage de mon profond amour et éternelle reconnaissance.

Un remerciement spécial à mes chères amies Asma, Marwa, Arwa, Ahlem, Hanen, pour notre amitié particulière et leurs soutien.

Vous m'avez toujours encouragé. Vous avez toujours être présente à mes côtés.

Je vous remercie tous d'avoir rendu cela possible et j'espère que vous serez tous fiers de moi.

REMERCIEMENTS

J'adresse mes vifs remerciements à mon Directeur de thèse Monsieur Abdelmadjid Jemni Responsable de l'école doctorale en génie énergétique de l'ENIM pour m'avoir confié ce travail, ainsi que pour son aide compétente qu'il m'a apporté, ses précieux conseils pour structurer ce travail et en améliorer la qualité, pour sa patience et son encouragement tout au long de ce travail .C'est un honneur pour moi d'avoir été guidé par un encadreur aussi sérieux et compétent. Que ce mémoire témoigne de ma profonde reconnaissance envers vous .Votre soutien est inestimable.

Je tiens également à exprimer mes profonds remerciements à Monsieur Rejeb Oussama pour ses qualités humaines et scientifiques et pour la confiance qu'il m'a accordée. Vous m'avez largement bénéficié de votre expérience et votre savoir.

Que les membres de jury trouvent ici ma gratitude et ma considération pour avoir accepté de juger mon travail, et de me faire part de leurs critique constructives .Je les remercie cordialement.

Table des matières

Liste des figures

Liste des tableaux

Introduction générale.....	1
Chapitre 1 : Etude de l'art.....	4
1. Introduction	4
2. État de l'art sur les technologies des capteurs solaires thermiques	5
3. État de l'art sur la technologie de la machine à absorption [12-18]	9
4. Système de stockage d'énergie thermique [20-25]	15
5. Travaux antérieurs pour le système de concentrateurs cylindro-paraboliques.....	21
6. Travaux antérieurs pour les machines à absorption.....	25
7. Travaux antérieurs pour le stockage d'énergie thermique	28
8. Conclusions	31
Chapitre 2 : Analyse d'un collecteur cylindro- parabolique (PTC) en utilisant des nanofluides hybrides.....	32
1. Introduction	32
2. Description du System.....	33
3. Modélisation thermodynamique.....	35
3.1.1 Enveloppe en verre.....	36
3.1.2 Tube absorbeur	38
3.1.3 Fluide caloporteur	39
4. Critère de Performance	41
5. Résultats and Discussion.....	44
5.3.1. Variations des différents composants du PTC.....	49
5.3.2. Chaleur utile et Puissance exergétique	52
5.3.3 Efficacités thermique et exergétique	54
6. Conclusions	62
Chapitre 3 : Etude d'un système de stockage d'énergie thermique utilisant une huile végétale comme fluide de stockage.....	64
1. Introduction	65
2. Description du système	66

3. Modèle mathématique	67
4. Solution Numérique	74
5. Modèle de validation	76
6. Résultats et discussion	78
7. Conclusion	88
Conclusion Générale et Perspectives	89
Références bibliographiques	91

Liste des figures

Figure 1- 1: Capteur cylindro-parabolique.....	6
Figure 1- 2 : Capteur linéaires de Fresnel [1].....	7
Figure 1- 3: Capteur linéaires de Fresnel [1].....	8
Figure 1- 4: Centrale solaire à tour.....	9
Figure 1- 5: Combinaison de deux cycles de Rankine [13]	10
Figure 1- 6: Machine à absorption simple effet [19].....	11
Figure 1- 7: Machine à absorption à simple effet avec échangeur	12
Figure 1- 8: Cycle à absorption à double effet (a)(Ecoulement en série) (b) (Ecoulement en parallèle).....	13
Figure 1- 9: Cycle de stockage	16
Figure 1- 10: Différents types de stockage thermique par chaleur sensible.....	17
Figure 1- 11: Cycle de stockage avec changement de phase.....	18
Figure 1- 12: différents types de stockage de chaleur thermochimique.....	19
Figure 2- 1: Schéma du PTC étudié	33
Figure 2- 2: Schéma de l'échange de transfert de la chaleur du PTC.....	36
Figure 2- 3 : Schéma de flux d'exergie du PTC étudié.....	42
Figure 2- 4: Comparaison entre nos résultats et ceux expérimentaux d'Alfellag.....	45
Figure 2- 5: Propriétés thermophysiques des nanofluides hybrides	46
Figure 2- 6: Amélioration du coefficient de transfert de chaleur	47
Figure 2- 7 : Température ambiante durant les jours typiques.....	48
Figure 2- 8: Rayonnement solaire direct durant les jours typiques	48
Figure 2- 9: Vitesse du vent durant les jours typiques	49
Figure 2- 10: Température du tube absorbeur durant les jours typiques sous les conditions climatiques d'Ouarzazate.....	50
Figure 2- 11: Température du fluide de sortie durant les jours typiques sous les conditions climatiques d'Ouarzazate.....	52
Figure 2- 12 : Gain de chaleur utile durant les jours typiques sous les conditions climatiques d'Ouarzazate.....	53
Figure 2- 13: Rendement exergetique durant les jours typiques sous les conditions climatiques d'Ouarzazate.....	55
Figure 2- 14: Efficacité thermique durant les jours typiques sous les conditions climatiques d'Ouarzazate.....	55
Figure 2- 15: Efficacité exergetique durant les jours typiques sous les conditions climatiques d'Ouarzazate.....	56

Figure 3- 1: Schéma présentatif du système SHC.....	67
Figure 3- 2: Schéma du réservoir de stockage stratifié	68
Figure 3- 3: Schéma du réservoir d'eau chaud sanitaire stratifié	72
Figure 3- 4: Organigramme de calcul de simulation du système SHC	75
Figure 3- 5: Température de sortie du fluide – Comparaison avec le modèle de validation	76
Figure 3- 6: Profil de température de l'eau lors d'un échange thermique froid - comparaison avec le modèle de validation d'Angrisani	77
Figure 3- 7: Profil de température de l'eau stockée - comparaison avec les résultats expérimentaux d'Angrisani.....	77
Figure 3- 8: Température de l'eau en sortie d'échangeur froid - comparaison avec les résultats expérimentaux d'Angrisani	78
Figure 3- 9: Données mensuelles moyennes du rayonnement solaire direct (Ouargla, Algérie)	81
Figure 3- 10: Propriétés des fluides avec température de fonctionnement.....	81
Figure 3- 11: Énergie stockée de chaque type d'huile végétale	82
Figure 3- 12: Profil de température de l'huile végétale stockée (Jatropha)	83
Figure 3- 13: Comportement de chaque composant principal du système	84
Figure 3- 14: Besoin énergétique en climatisation pour une journée (21 juillet) d'une petite villa à Monastir.....	85
Figure 3- 15: Production d'énergie de chaque composant du système solaire au cours du mois d'août	86
Figure 3- 16: Pourcentage d'énergie fournie par le ballon de stockage thermique et la résistance électrique aux mois de juillet et août.....	87
Figure 3- 17: Émission de Co2 produite entre le climatiseur et le système solaire (kg de co2) ..	87

Liste des tableaux

Tableau 1-1: Machines à absorption de petites puissances	15
Tableau 1-2: Caractéristique des différents systèmes de stockage thermique.....	20
Tableau 2.1: Donnés de conception du système étudié [144,145]	34
Tableau 2.2 : Conception des paramètres spécifiques du PTC étudié.....	44
Tableau 2.3: Principaux résultats trouvés dans cette étude	58
Tableau 3.2: Répartition mensuelle des consommations d'ECS (Source EDF : eau chaud électrique Résidentiel et Tertiaire, Mars 1987)	73
Tableau 3.3: Spécification des échangeurs de chaleur [158]	79
Tableau 3.4: Propriétés thermo physiques de l'huile végétale & therminol VP-1 [165,166]	79
Tableau 3.5: Spécifications de la machine de refroidissement à absorption LiBr/H ₂ O à simple effet [19]	85
Tableau 3.6: Production de CO ₂ et son coût.....	87

Nomenclature

A : Section du l'échangeur de chaleur, **m²**

a : Hauteur verticale couverte par l'échangeur de chaleur dans un nœud, **m**

C_p : Chaleur spécifique, **J/kg⁻¹K⁻¹**

D : Diamètre, **m**

d : Diamètre d'échangeur, **m**

f : Facteur de frottement du fluide

G : Eclairement global incident sur le PTC, **W/m²**

h : Coefficient du transfert de la chaleur convective, **W/m².K**

K : Conductivité thermique, **W/m.K**

K(θ): Angle d'incidence modifié

k : Conductivité thermique, **W/m.K**

L : Longueur, **m**

m : Masse, **kg**

m_i : Débit massique, **kg/s**

N : Nombre de bobine dans l'échangeur de chaleur

Nu : Nombre de Nusselt

Pr : Nombre de Prandtl

P : pas de bobine, **m**

Q : Puissance, **kW**

Ra : Nombre de Rayleigh

Re : Nombre de Reynolds

T : Température, **K**

UA : Coefficients de transfert thermique, **W/m².K**

V_{wind} : Vitesse du vent, **m/s**

V : Volume, **m³**

W : Largeur du PTC, **m**

Symboles Greek

ρ : Masse volumique, **kg/m³**

ρ₀: Réflectance du réflecteur

μ : Viscosité dynamique du fluide, **kg/ms**

τ : Coefficient de transmissivité

ε : Coefficient d'émissivité

α : Coefficient d'absorption

σ : Constante de Boltzmann, **W/m² .K⁴**

γ: Facteur d'interception

η_{PTC} : Efficacité thermique du PTC

Indices

abs : Absorber

amb : Ambiante

bf : Fluide de basse

Bln : Ballon

C : Echangeur froid

Coil : Bobine

conv: Convective

eff : gaz annulaire

f : fluide

g : Enveloppe en verre

HX : matériau de l'échangeur

hnp : Nanofluide hybride

h : Echangeur chaud

in : Intérieur

loss : perdue

np1:Nanoparticul1

np2 : Nanoparticl2

out : Extérieur

PTC : Concentrateur cylindro-parabolique

rad : Radiative

useful : Utilisé

S : Ballon de stockage

SHC :System heating and cooling

sky : Ciel

sun : soleil

sol : Terre

tube : tube de PTC

Introduction générale

De nos jours, la consommation énergétique dans le secteur du bâtiment augmente de plus en plus suite à l'amélioration de la qualité de la vie humaine et ses besoins en confort thermique. Avec le réchauffement climatique, la température de la planète terre ne cesse d'augmenter. En Tunisie des pics de 54°C ont été observée durant l'été 2023. Le système de climatisation devient donc de plus en plus une nécessité vitale dans les locaux. Les systèmes de climatisation classique (à compression) sont de grands consommateurs d'électricité. Leurs implantations massives contribuent à l'épuisement des ressources fossiles, et au dégagement de CO₂ dans l'atmosphère et par conséquent au réchauffement climatique. Le dérèglement climatique que nous sommes entrain d'assister est le fruit de l'intervention agressive de l'Homme à l'environnement. Il est donc temps de réduire voir d'arrêter l'utilisation abusive des énergies nocives à l'environnement et faire recours aux énergies renouvelables en vue d'avoir une planète saine et verte. L'énergie renouvelable est une énergie propre provenant de sources naturelles inépuisables et disponibles en grande quantité. Elle joue un rôle clé dans la transition énergétique pour faire face au dérèglement climatique. En fait, elle est une énergie propre qui n'engendre pas des déchets et d'émissions polluantes. Cette énergie permet de produire de l'électricité, de la chaleur, du froid, du biogaz et du carburant vert. La climatisation solaire est une solution pour refroidir et chauffer les locaux. Elle peut remplacer la climatisation classique et diminue la consommation énergétique dans le secteur du bâtiment.

Au cours de la dernière décade, plusieurs recherches rencontrées dans la littérature mettent l'accent sur la production du froid à partir de l'énergie solaire. A cause de non disponibilité de cette énergie pendant la nuit et les périodes nuageux, il est par conséquent nécessaire de proposer des solutions adéquates. Plusieurs solutions sont développées comme l'intégration de systèmes thermiques de stockage pour répondre aux besoins du bâtiment sans arrêt et par la suite l'augmentation du rendement thermique global du système de climatisation solaire. Parmi les solutions de système thermique de stockage le plus utilisé et le moins cher, on cite le système de stockage thermique par la variation de l'enthalpie sensible. Plusieurs fluides de stockage sont étudiés tels que l'eau, huile synthétique et les sels fondus. A notre connaissance aucun travail n'est fait sur les huiles végétales comme un fluide de stockage. Par conséquent, ce travail vise à évaluer le comportement

énergétique (profil de température, quantité d'énergie stockée) de ce type fluide dans un système de stockage thermique solaire.

Le but de notre thèse c'est d'étudier la fiabilité d'un concentrateur solaire linéaire (PTC) couplé avec un système de stockage thermique utilisant de l'huile végétale comme fluide de stockage. La possibilité de l'exploiter dans une centrale climatique urbaine sous des conditions climatiques Algérienne est étudiée.

Dans le présent travail, nous avons exploité un système de climatisation solaire constitué d'un concentrateur cylindro-parabolique, un système de stockage thermique et une machine de refroidissement à absorption à simple effet (H_2O/NH_3). Ce système alimente une centrale de traitement d'air (CTA). Nous avons utilisé l'huile synthétique « therminol VP-1 » comme un fluide caloporteur dans le concentrateur cylindro-parabolique. Pour le stockage thermique dans le réservoir, nous avons choisi de l'huile végétale. Le comportement de ceux deux importants composants de notre système (concentrateur cylindro-parabolique et le réservoir de stockage thermique) a été étudiée. Le manuscrit de cette thèse est scindé sur trois chapitres.

Le premier chapitre est réservé à une synthèse bibliographique relative à tous les concentrateurs solaire linéaire et ponctuel (particulièrement le concentrateur cylindro-parabolique), aux machines à sorption (machine de refroidissement à absorption à simple effet (H_2O/NH_3)), et aux systèmes de stockage d'énergie thermique (réservoir de stockage thermique par variation d'enthalpie sensible).

Le deuxième chapitre est consacré à l'étude numérique d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique (PTC). Un modèle numérique du PTC a été développé et validé par rapport à des données issues de la littérature. Nous nous sommes intéressés à étudier l'évolution de la température de sortie du PTC, la quantité d'énergie utile et la quantité d'exergie développée par le PTC lorsqu'il est alimenté par un nanofluide hybride (MWCNT/ Al_2O_3) à des différentes fractions de concentration et soumis à des conditions climatiques .

Un code sous langage Fortran a été développé simulant le système de stockage thermique(SST). Après validation, ce code a permis d'étudier le SST utilisant différents types d'huiles végétales. Cette étude a fait l'objet de la première partie du dernier chapitre. Dans la deuxième partie du chapitre 3, nous avons couplé le code du PTC (développé dans le chapitre 2) à celui du SST (développé dans la 1ère partie de ce chapitre). Ce code a permis d'étudier le comportement du

systeme SHC (couplage PTC à SST) durant les phases de charge et de décharge .L'efficacité du SHC est approuvée

Chapitre 1 : Etat de l'art

Chapitre 1 : Etat de l'art

1. Introduction

Victime d'un réchauffement climatique dévastateur, notre planète est en danger. Au cours des dernières années la consommation énergétique dans le monde ne cesse d'augmenter induisant ainsi une hausse des émissions de gaz à effet de serre et détruisant l'équilibre planétaire. Le recours à une énergie vert, non polluante et durable, devient une nécessité pour sauver la planète. A chaque débat sur le changement climatique et ses effets dramatique, les énergies renouvelables figurent en tête de la liste des changements que le monde peut mettre en œuvre pour éviter les effets néfaste de la hausse de température. Les sources d'énergies renouvelables telles que le solaire, l'éolien, la géothermie et la biomasse sont inépuisables, disponibles en permanente et propres. Plusieurs recherches rencontrées dans la littérature se sont intéressées à l'étude des énergies renouvelables et de leurs exploitations. L'énergie solaire est l'énergie la plus disponible sur terre. Elle se base sur la conversion des rayons solaire en énergie thermique, cinétique ou photovoltaïque suivant son utilisation. Diverses technologies sont basées sur le principe de conversion de l'énergie solaire. On peut les classer en trois principales technologies :

Capteurs thermiques : Leur principe de fonction est basé sur la transformation du rayon solaire absorbé par l'absorbeur en chaleur cédé au fluide caloporteur. Cette énergie thermique produite peut être utilisée dans les applications de climatisation et de chauffage des locaux, séchage agricole et aussi production d'eau chaude sanitaire et d'électricité.

Les modules solaires photovoltaïques : Leur principe de fonction est défini par l'absorption de la lumière (photons) par un matériau semi-conducteur d'où la création d'un courant électrique contenu qui sera stocké dans des batteries ou utilisé directement.

Les capteurs solaire photovoltaïques/thermiques (PVT) : Ces types de capteur sont conçus à la fois pour produire de l'électricité photovoltaïque et récupérer l'énergie thermique provenant du solaire. Ces capteurs sont une combinaison d'un capteur thermique et d'un module photovoltaïque au sein d'un même dispositif.

Les capteurs thermiques ont intéressé plusieurs chercheurs durant la dernière décennie. Les travaux rencontrés dans la littérature s'intéressent principalement à améliorer leur fonctionnement pour avoir un meilleur rendement thermique.

Dans ce chapitre 1, nous nous proposons d'effectuer une revue de l'état de l'art sur les technologies des capteurs solaires et leurs applications thermiques, les machines de production du froid par absorption et les systèmes de stockage de la chaleur

2. État de l'art sur les technologies des capteurs solaires thermiques

2.1. Capteurs cylindro-parabolique

Les capteurs cylindro-parabolique (PTC) sont parmi les technologies les plus matures. Ils produisent de la chaleur à des températures allant jusqu'à 400°C en vue de la production par exemple d'électricité ou des applications de chaleur industrielle. La figure 1.1 montre un exemple de capteur PTC. Il est constitué d'un miroir cylindro-parabolique linéaire qui collecte et concentre les rayons solaires sur un tube récepteur placé le long de sa ligne focale. Généralement la surface du récepteur est traitée avec un revêtement sélectif qui a une capacité d'absorption élevée pour les rayons solaire et faible émittance pour les rayonnements thermiques. Le récepteur est entouré par une couverture en verre pour réduire ses pertes de la chaleur par convection. La couverture en verre a un revêtement antireflet pour améliorer la transmissivité et réduire les pertes de chaleur par rayonnement du récepteur. Afin d'optimiser l'absorption des rayons solaires, l'absorbeur est placé sur axe de rotation du capteur cylindro-parabolique. Ce dernier permet de suivre les rayons solaires durant la journée. Le choix du fluide caloporteur est sélectionné selon ses propriétés physico-chimiques (viscosité, chaleur latente de changement de phase, capacité thermique et propriétés anticorrosives) et la température maximum de fonctionnement. Par exemple pour les centrales solaires à concentration à capteurs cylindro-paraboliques, les huiles synthétiques thermiques sont généralement utilisées. Ils peuvent atteindre une température de 400°C. Plusieurs centrales solaires à capteur cylindro-parabolique sont installées dans le monde ; citons par exemple la centrale solaire thermodynamique SEGS dans le sud de la Californie qui a une puissance installée totale de 354 MWe, la centrale Nevada Solar One aux Etats-Unis avec une puissance de 64 MW [1,5].



Figure 1-1: Capteur cylindro-parabolique [1]

2.2. Capteurs linéaires de Fresnel

Les centrales solaires à miroirs de Fresnel sont utilisées depuis les années 1960 après l'invention du plastic polyméthylméthacrylate (PMMA). Elles deviennent de plus en plus compétitive que celles à base de PTC. Elles sont constituées principalement des miroirs plans disposés en lames parallèles appelées « réflecteurs linéaires » (Figure 1.2). Chaque miroir peut pivoter autour d'un axe permettant de suivre la course du soleil pour rediriger et concentrer en permanence les rayons solaires vers un tube absorbeur fixe et horizontal. Contrairement aux capteurs PTC, les miroirs de Fresnel sont plus simples à fabriquer mais avec une performance optique inférieure d'environ de 30%. Le fluide caloporteur, circulant dans l'absorbeur, peut atteindre une température de 500°C à la sortie. L'énergie récupérée par ce fluide est transférée à un circuit d'eau pour produire de la vapeur d'eau. Cette vapeur actionne une turbine qui génère de l'électricité. Il existe deux types de capteurs linéaires de Fresnel. Le premier se compose par deux systèmes de réflexions qui sont les miroirs de Fresnel et un autre réflecteur, de type cylindro-parabolique situé au-dessus du tube absorbant. Le deuxième comporte un système à multi-récepteur qui utilise des miroirs entrecroisés dont chacun a un récepteur différent. Ce type de capteur a l'avantage d'une grande couverture du sol ainsi qu'un gain thermique grâce à l'absence du second réflecteur cylindro-parabolique. Plusieurs centrales solaires à capteur de Fresnel existe dans le domaine industriel citons par exemple : Celle de Fresdemo à Tabernas (Espagne) avec une puissance de 800 kW. [1,6]

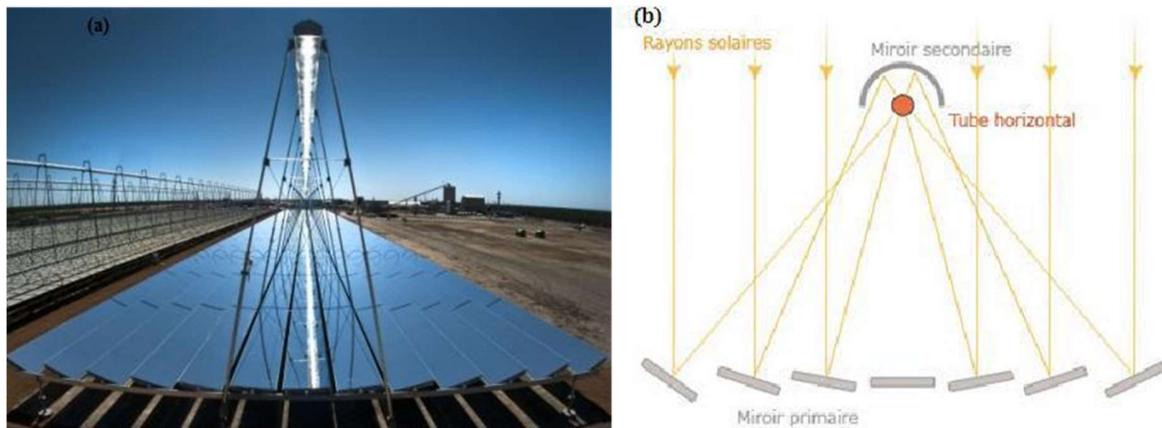


Figure 1- 2 : Capteur linéaires de Fresnel [1]

2.3. Concentrateur parabolique

Le concentrateur parabolique composé (CPC) est considéré comme une option potentielle pour la concentration des rayons solaire depuis les années 1960. Le CPC est classé comme un concentrateur ponctuel. Il assure le suivi de la position du soleil suivant deux axes : en azimut et en élévation. Il utilise des surfaces réfléchissantes paraboliques pour concentrer les rayons solaires dans le foyer de la parabole où se trouve le récepteur (Figure 1.3). Ce dernier transforme les rayons solaires concentrés en chaleur. Les surfaces réfléchissantes paraboliques sont traitées (généralement en aluminium) pour assurer la réflexion du maximum des rayons solaires vers l'absorbeur. Le système à réflecteur parabolique peut atteindre des températures plus élevées et peut atteindre 1500 °C sur le récepteur. En utilisant un moteur de Stirling placé au foyer de la poursuite, les concentrateurs sont classés parmi les générateurs électriques les plus performants. Pourtant, ils ne sont pas bien développés par les chercheurs afin d'étudier leurs performances optiques. On peut citer quelques exemples de concentrateurs paraboliques composés (CPC) : Les grands capteurs paraboliques de l'université nationale Australienne SG3 et SG4 ; EURODISH situé à Font Romeu Odeillo (Pyrénées-Orientales, France ; 'Dish-stirling' situé à Phoenix [1,9].

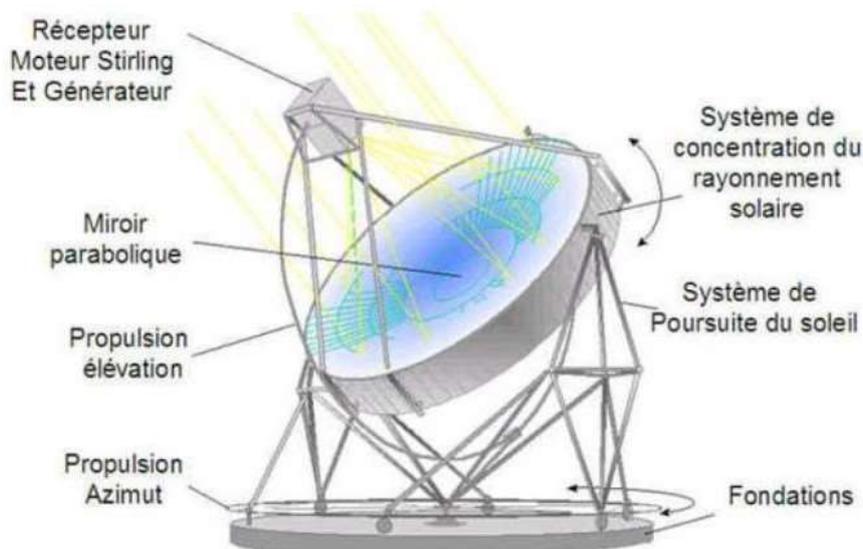


Figure 1- 3: Capteur linéaires de Fresnel [1]

2.4. Centrale à tour

La centrale solaire à tour est dotée d'un concentrateur ponctuel qui réfléchit les rayons solaires vers un absorbeur placé au sommet d'une tour (Figure 1.4). Cette centrale est composée essentiellement par un champ de miroirs, appelés héliostats situés au sol autour d'une tour. Les héliostats sont des miroirs plans montés sur des supports et dotés d'un système de suivi de la course du soleil selon deux axes. Ces miroirs concentrent les rayonnements solaires sur un récepteur (chaudière) situant au sommet de la tour. Grâce à la géométrie de la répartition de ce système, les pertes de chaleur vers l'ambiance sont réduites. Ce type de concentration permet d'atteindre des températures élevées du fluide caloporteur à la sortie de la chaudière (entre 200°C et 1000 °C). Les fluides caloporteurs les plus utilisés sont la vapeur d'eau, l'air et les sels fondus. Le principal avantage de cette technologie est la nécessité d'entretien faible avec un mécanisme simple. Les exemples le plus connus de ce type de centrale sont : la centrale à tour PS situé à Espagne avec une puissance 11 MW et production de 24.3 GWh/an. La centrale GEMASOLAR situé aussi à Espagne (Séville) avec une capacité de 19.9 MW. [1, 10,11]



Figure 1- 4: Centrale solaire à tour

3. État de l'art sur la technologie de la machine à absorption

Les systèmes à absorption constituent une alternative intéressante à ceux à compression. Ils remplacent le compresseur mécanique (utilisant l'énergie électrique) par un autre thermique dont l'énergie peut provenir d'une source solaire. Dans le domaine de la climatisation solaire, les machines frigorifiques à absorption sont prometteuses et deviennent compétitives par rapport aux systèmes à compression mécanique de la vapeur du fluide frigorigène. Le coefficient de performance (COP) d'une machine à absorption est de l'ordre de 0.7 à 1.0. Il est relativement faible comparé aux machines à compression mécanique mais les machines à absorption offre l'avantage d'exploiter les énergies renouvelables. Elles présentent donc une solution intéressante et sérieuse pour réduire la consommation en énergie électrique et par conséquent les émissions des gaz à effet de serre. De plus le fluide frigorigène utilisé est nocif pour l'environnement. Actuellement, le coût d'investissement d'une machine à absorption de petite puissance paraître élevée par rapport au choix limité des fabricants et des puissances disponibles. Dans ce contexte, des investigations sont menées par les chercheur afin d'améliorer leur efficacité et réduire leur coût[12-18].

La base de ces technologies est de produire du froid à partir de l'énergie thermique. La machine à absorption se base sur l'absorption d'un fluide frigorigène par un fluide absorbant et utilise pour cela une source de chaleur avec un faible apport électrique. Elle est représentée par la combinaison

de deux cycles de Rankine, l'un frigorifique et l'autre moteur (Figure 1.5).

- Le cycle frigorifique de Rankine permet de fournir de l'énergie à une source chaude et de prélever de l'énergie à une source froide utilisant un fluide frigorigène qui change de phase aux température et pressions souhaitées.
- Le cycle moteur de Rankine permet de produire un travail mécanique à l'aide d'une turbine. Dans notre cas la production du travail est grâce aux phénomènes d'absorption et de désorption.

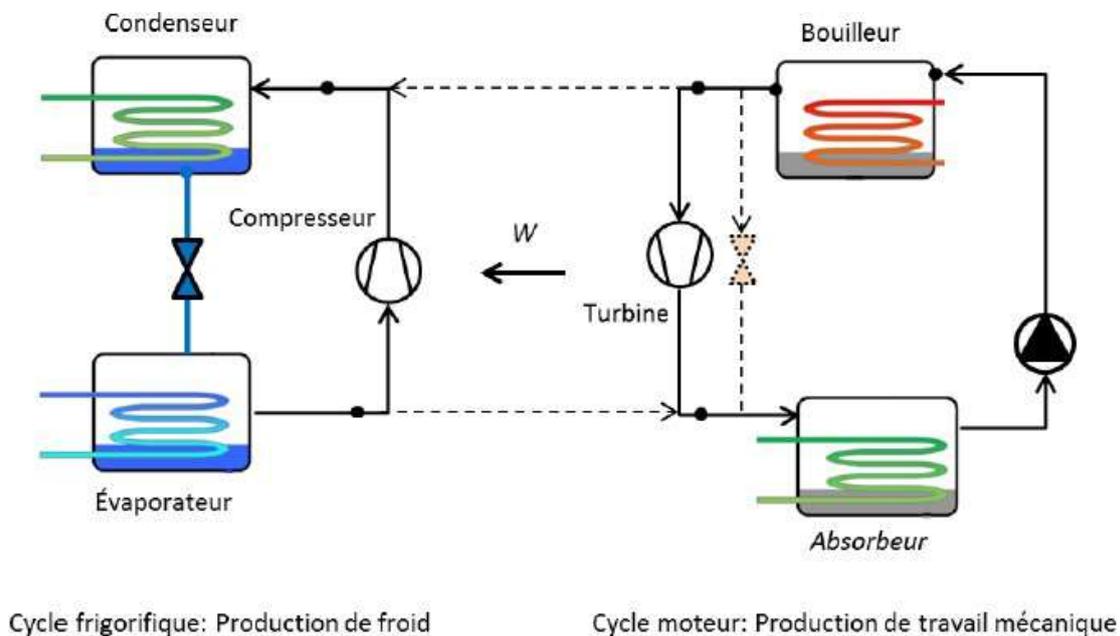


Figure 1- 5: La combinaison de deux cycles de Rankine [13]

Une machine à absorption comporte de 4 éléments différents : condensateur (H.P), absorbeur (B.P), évaporateur (B.P) et bouilleur (H.P). (Figure 1.6)

***Condenseur :** Il est identique à celui d'une machine à compression. La température T_m du fluide caloporteur alimentant le condenseur détermine la température de condensation et donc la pression dans l'ensemble de bouilleur/condenseur. La vapeur du réfrigérant est condensée à la surface du serpentin de refroidissement. La chaleur latente enlevée par l'eau de refroidissement est rejetée vers une tour de refroidissement. Le liquide réfrigérant s'accumule dans le condenseur puis passe à travers un orifice vers l'évaporateur.

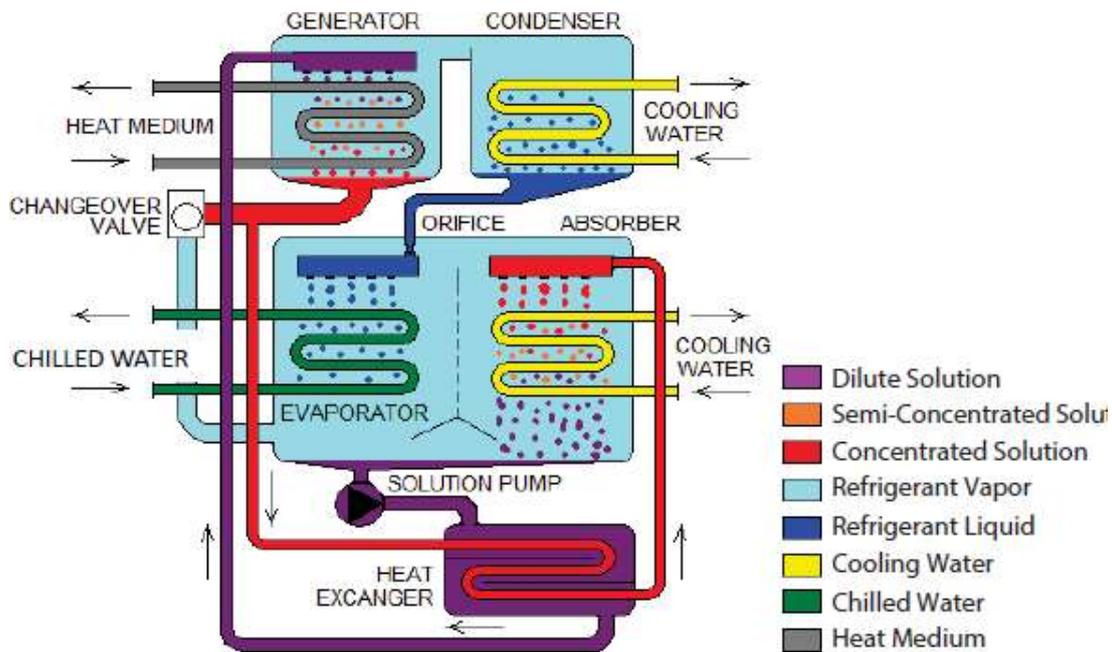


Figure 1- 6: Machine à absorption simple effet [19]

***Absorbeur :** C'est le composant qui assure l'absorption de la vapeur de fluide frigorigène formée dans l'évaporateur par la solution issue du générateur. La réaction d'absorption génère de la chaleur ; la réaction est exothermique. Cette chaleur libérée par l'absorbeur est évacuée par un fluide caloporteur à la température moyenne (T_m). La solution, obtenue à la sortie de l'absorbeur, est préchauffée dans un échangeur de chaleur et renvoyée au générateur où le cycle se répète.

***Evaporateur :** Le frigorigène sous forme liquide est acheminé du condenseur vers l'évaporateur où il sera vaporisé en présence d'un échangeur dans lequel circule un fluide caloporteur. La température de ce dernier diminue. En effet la quantité de chaleur nécessaire pour vaporiser le fluide frigorigène est puisée de celle contenue dans le fluide circulant dans l'échangeur. L'eau glacée dans l'échangeur est refroidie jusqu'au point de consigne sélectionné et la vapeur du réfrigérant est acheminée vers l'absorbeur.

***Générateur :** la solution diluée est transférée vers le générateur à l'aide d'une pompe puis elle est amenée à l'ébullition grâce à l'échangeur alimenté un fluide chaud en provenance de la source de chaleur libérant ainsi de la vapeur de réfrigérant .Cette vapeur à haute pression est acheminée vers le condenseur. La solution pauvre en fluide frigorigène s'écoule ainsi dans le puisard du générateur puis à travers un échangeur de chaleur avant d'entrer de nouveau dans la section de l'absorbeur.

Deux types de machine à absorption sont rencontrés dans la littérature ; machine à absorption simple effet et machine à absorption double effet :

- Machine à absorption simple effet : Elle est la plus utilisée vue sa simplicité et sa faible température de source chaude malgré sa faible efficacité (COP inférieur à 1). La figure 1.7 présente son schéma de principe. L'échangeur thermique est généralement utilisé pour préchauffé la solution riche en réfrigérant. Plusieurs études expérimentales ont montré l'intérêt de l'échangeur thermique puisqu'il permet d'augmenter le COP d'environ 60% [18]. Elle est adaptée particulièrement à la climatisation solaire.

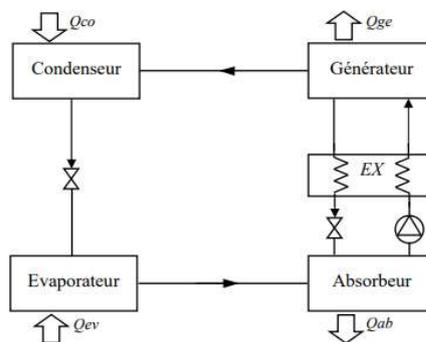


Figure 1- 7: Machine à absorption à simple effet avec échangeur de chaleur

- Machine à absorption double effet (Figure 1.8 a) : Elle présente deux générateurs et deux échangeurs de chaleur. Le générateur 1, à haute pression, est chauffé par une source de chaleur extérieure. Le générateur 2, à basse pression, utilise comme source d'énergie celle de la vapeur frigorigène produite. Ceci permet de mieux séparer le fluide frigorigène de la solution.

La figure 1.8 b présente une autre configuration possible qui s'appelle machine à double effet à écoulement parallèle. Elle est utilisée généralement pour réduire la haute pression du cycle. Dans cette configuration, la chaleur fournie au générateur 1 est la même chaleur dégagée lors de l'absorption comme énergie motrice pour le générateur 2 à basse pression. Ce cycle est souvent utilisé pour les couples volatiles comme $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

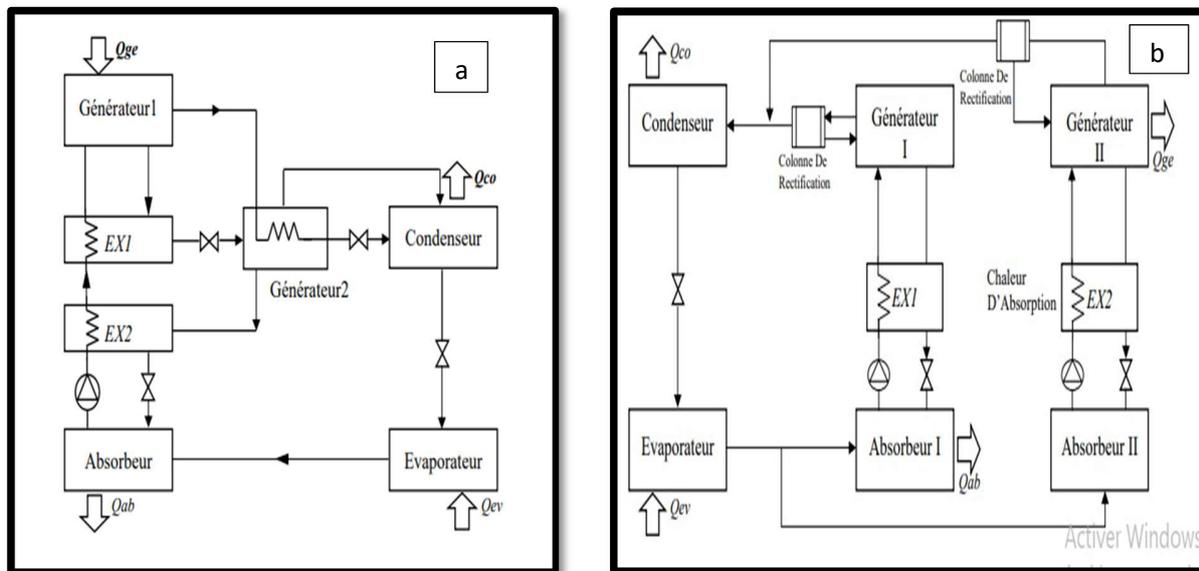


Figure 1-8: Cycle à absorption à double effet (a) (Écoulement en série) (b) (Écoulement en parallèle)

Le choix du couple absorbant/ fluide frigorigène pour la machine à absorption dépend de plusieurs critères (thermodynamiques, thermiques, chimique, technico-économiques) pour son bon fonctionnement.

Pour le fluide frigorigène : la chaleur latente de vaporisation est l'une des propriétés physiques la plus importante puisque le fluide frigorigène passe d'un état à un autre (liquide/vapeur). Plus la chaleur latente est grande, moins de travail nécessaire au fonctionnement du cycle est élevé.

Pour l'absorbant : la pression de vaporisation de l'absorbant est une propriété importante ; c'est la pression à laquelle l'absorbant liquide se vaporise. Cette pression doit être la plus basse possible par rapport à celle du fluide frigorigène pour qu'il ne soit pas partiellement évaporé lorsqu'il est chauffé dans le générateur.

Pour le mélange : la température/pression de cristallisation est aussi une propriété physique importante. En fait, le mélange ne doit pas présenter de phase solide sur tout le cycle pour éviter l'endommagement de la machine.

Les fluides frigorigènes les plus utilisés en climatisation et en réfrigération sont ceux qui présentent d'enthalpie de vaporisation élevée.

Exemple : Ammoniac → chaleur latente de vaporisation de 1369.5 KJ/Kg [100°C ; -75°C]

Eau → chaleur latente de vaporisation comprise entre 1200 KJ/Kg et 2500KJ/Kg [327°C ; 7°C]

Les deux grandes familles de machines à absorption sont les machines à couple ammoniac/eau (H₂O/NH₃) et eau-bromure de lithium (H₂O/LiBr) (fluide frigorigène-absorbant).

H₂O/NH₃ : Ce couple est utilisé pour des applications de climatisation et aussi pour la réfrigération due à sa température de solidification basse (soit pour l'ammoniac, soit pour le mélange eau/ammoniac). En fait, il n'y a pas de cristallisation possible sur les plages de fonctionnement en pression et température. Généralement, le couple H₂O/NH₃ est utilisé dans les thermo-transformateurs de chaleur à absorption, alors qu'il est moins adapté aux applications de récupération de chaleur à haute température à cause des pressions très élevées requise ($P_{\text{saturation}} = 51$ bars à T=90°C). Le couple ammoniac/eau est toxique pour l'homme et corrosif pour de nombreux matériaux. Un autre problème, que présente ce couple, est que son écart de pression de vapeur entre l'absorbant et le fluide frigorigène est faible ce qui mène à la présence de la trace d'eau dans la vapeur d'ammoniac à la sortie du générateur. Pour le résoudre, on ajout un rectifieur. Ce dernier a un rôle de purifier le réfrigèrent avant son introduire dans le condenseur.

H₂O/LiBr: Le couple eau/Bromure de Lithium est utilisé dans les machines à absorption pour les applications de la climatisation car il ne produit pas du froid négatif. En fait, les propriétés physiques de l'eau ne permettent pas son évaporation en dessous de 0°C. Ce couple présente une basse pression de vapeur de l'absorbant par rapport à celle du frigorigène ce qui élimine la présence de la trace de bromure de lithium dans la vapeur d'eau à la sortie du générateur et ne nécessite pas une colonne de distillation. Il a des nombres avantages tels que, une bonne capacité de transfert de masse et de chaleur, faible toxicité et bon coefficient de performance. Cependant, il présente un inconvénient important à savoir une cristallisation possible si la quantité de bromure de lithium est important par rapport à la quantité d'eau dans la solution; ce qui risque la solidification du mélange sur les plages de fonctionnements en pression et température. Aussi ce couple présente une forte corrosivité de la solution saline et la solubilité limité du LiBr. Le tableau 1.1 présente quelques types des machines à absorption de petite puissance de couple H₂O/LiBr .

Tableau 1.1: Machines à absorption de petites puissances

Fabricant		EAW	Sonnenklima	Rotartica	Yazaki SC 5
Couple absorbant	frigorigène-	H ₂ O/LiBr	H ₂ O/LiBr	H ₂ O/LiBr	H ₂ O/LiBr
Puissance [kW_{ref}]	frigorigique	15	10	4.5	17.6
Température régénération (entrée/sortie) [°C]	de	90/80	75/65	90/85	88/83
Température refroidissement (entrée/sortie) [°C]	de	30/35	27/35	30/35	31/35
Température d'eau glacée (entrée/sortie) [°C]		17/11	18/15	13/10	12.5/7
COP		0.71	0.77	0.67	0.70
Puissance électrique [W]		300	120	600	400

4. Système de stockage d'énergie thermique

La centrale solaire thermodynamique pose fortement un problème du stockage vue la nature du rayon solaire. Cette dernière présente une source d'énergie intermittente, discontinue et aléatoire, alors que la demande énergétique est permanente et variable. Pour qu'une production de l'énergie thermique soit efficace, optimisée et couvrir les besoins en continu, il est nécessaire de développer une solution pour son stockage. Le stockage d'énergie thermique était utilisé depuis le XXI^e siècle. Dans les années 80, Il apparait comme étant un outil important et compétitif dans des nombreux domaines tel que les centrales solaires thermiques à concentration, l'industrie et l'habitat surtout après le premier pic pétrolier de 1973[20,25].

Dans ce cadre deux types de stockage se présentent :

-stockage à court terme dont l'objectif est de maintenir la production constante pendant les périodes nuageux.

-stockage à long terme (stockage de masse) dont l'objectif est d'adapter au mieux la production à la demande et améliorer l'efficacité de la centrale solaire. Ce type de stockage est généralement le plus utilisé dû à sa réponse assez longue qui augmente son efficacité.

Le stockage de l'énergie se déroule sur trois grandes étapes : (Figure 1.9)

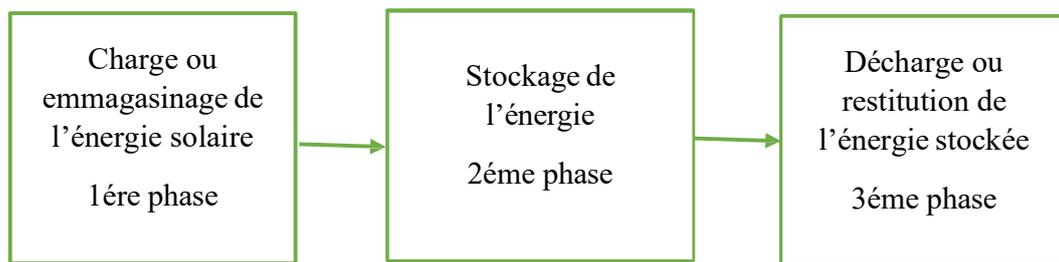


Figure 1.9. Cycle de stockage

1ère phase : Cette phase correspond à la montée en température du milieu de stockage jusqu'à la saturation.

2ème phase : Cette phase correspond au moment où le dispositif de stockage ne reçoit plus d'énergie venant de la source (soit car la source n'émet plus, soit car le système de stockage est saturé) et il n'y a pas de demande d'énergie du système de stockage.

3ème phase : Cette phase correspond à la restitution de l'énergie stockée pour satisfaire les besoins en énergie du système.

Pour classer les systèmes de stockage, trois phénomènes physiques sont distingués ; énergie sensible (stockage par variation d'enthalpie sensible), énergie latente (stockage par enthalpie de changement de phase) et réaction chimique endo/exothermique (stockage thermochimique).

4.1. Stockage par variation d'enthalpie sensible

La figure 1.10 montre les différents types de stockage par chaleur sensible. Ces types de stockage sont les plus simples et les plus connus. Ils se basent sur les propriétés physiques du matériau de stockage comme la densité, la chaleur spécifique, la conductivité thermique et la plage de

température de fonctionnement. Ces paramètres sont très importants pour le choix et le dimensionnement de tel système de stockage. La quantité de la chaleur emmagasiner dans un matériau qui subit une variation de température est :

$$E_S = \int_{T_{froid}}^{T_{chaud}} m \cdot C_p \, dT \quad (1.1)$$

Son principe de fonctionnement est d'augmenter la température du matériau de stockage, maintenir ce dernier à cette température constante puis céder cette chaleur par simple transfert au fluide caloporteur.

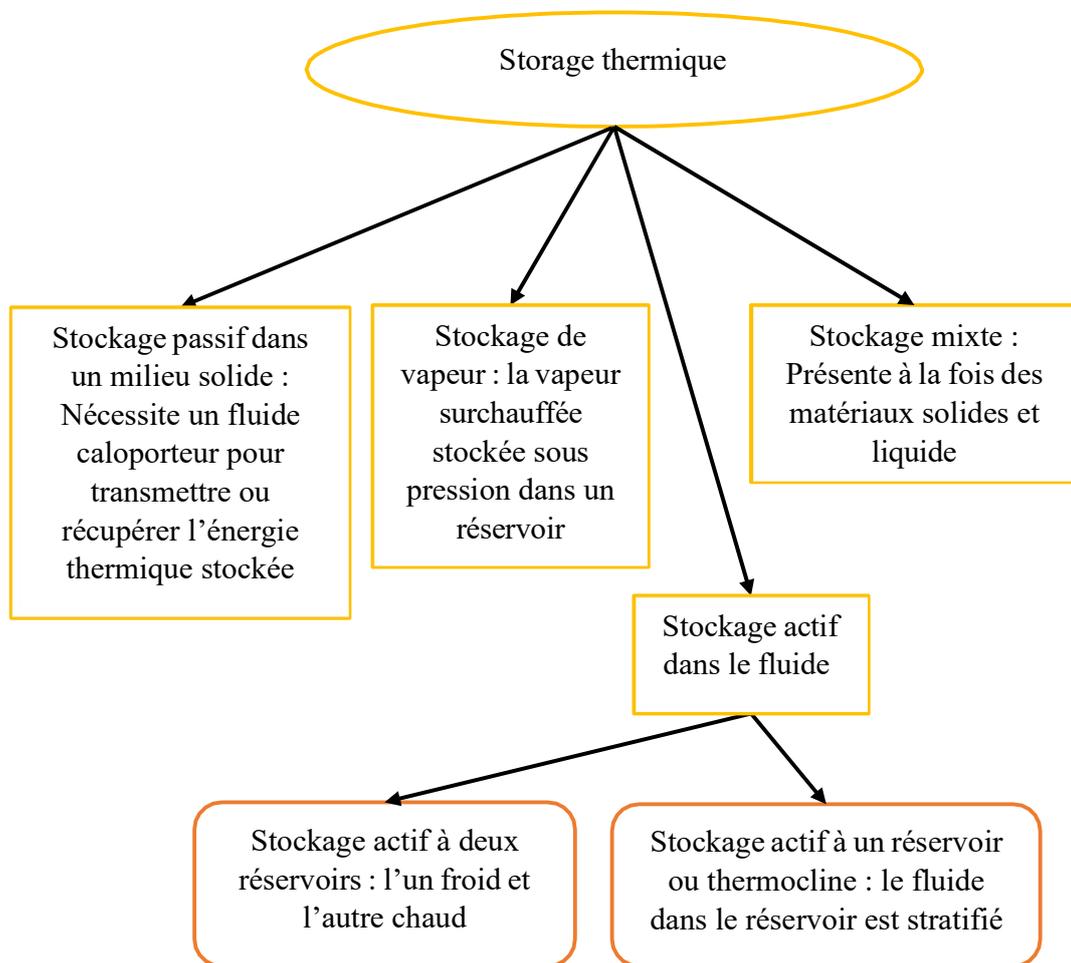


Figure 1.10. Différents types de stockage thermique par chaleur sensible

4.2. Stockage par chaleur latente

Le stockage par chaleur latente est un système de stockage passif vu que le fluide caloporteur est séparé du matériau de stockage (PCM). Le fluide passe seulement pendant la charge et la décharge dans le réservoir de stockage à travers des échangeurs de chaleur pour assurer le transfert de la chaleur entre eux. Le système de stockage par chaleur latente aide à réduire le volume de stockage par rapport à l'utilisation du stockage par chaleur sensible alors que le choix du matériau et la technologie utilisée sont plus complexes. La chaleur latente exploite le changement de phase isotherme du matériau du stockage à pression constante. Ce type de stockage est basé sur la chaleur absorbée ou récupérée par le PCM lors de son changement de phase solide/liquide ou liquide/vapeur. La figure 1.11 montre les étapes de charge et décharge de tel système de stockage.

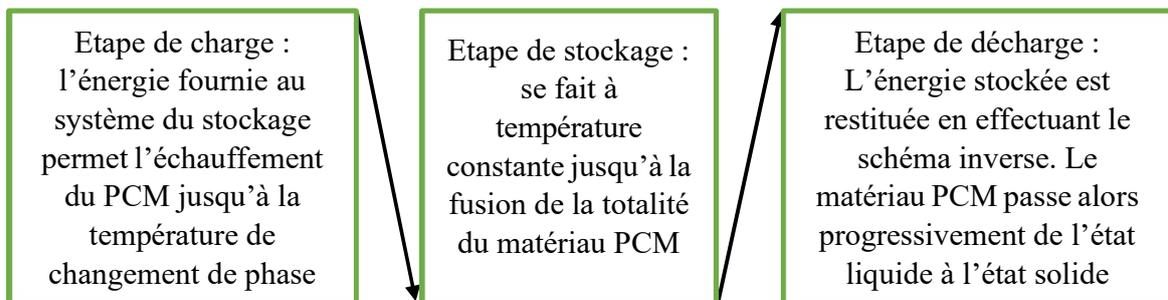


Figure 1.11. Cycle de stockage avec changement de phase

La quantité d'énergie stockée dans le PCM est donnée par:

$$E_{stocké} = \int_{T_{froid}}^{T_{fusion}} m \cdot C_{p,s} \cdot dT + m \cdot \Delta L + \int_{T_{fusion}}^{T_{chaud}} m \cdot C_{p,l} \cdot dT \quad (1.2)$$

La grande partie de l'énergie emmagasinée est comprise dans l'enthalpie de changement de phase ($m \cdot \Delta L$).

4.3. Stockage thermochimique

La figure 1.12 montre un schéma synoptique donnant les différents types de système de stockage thermochimique. On rencontre les systèmes à sorption et ceux à réaction chimique. Pour le stockage à basse température ($T=80^{\circ}\text{C}$), on trouve le stockage à absorption ou adsorption.

L'adsorption est un phénomène de liaison de surface. L'absorption d'un gaz par un fluide ou solide est un phénomène souvent utilisé dans les systèmes de stockage. Les systèmes de stockage à réaction chimique sont souvent utilisés dans les applications solaires à concentration (température de stockage de fonctionnement 200°C à 1000 °C)

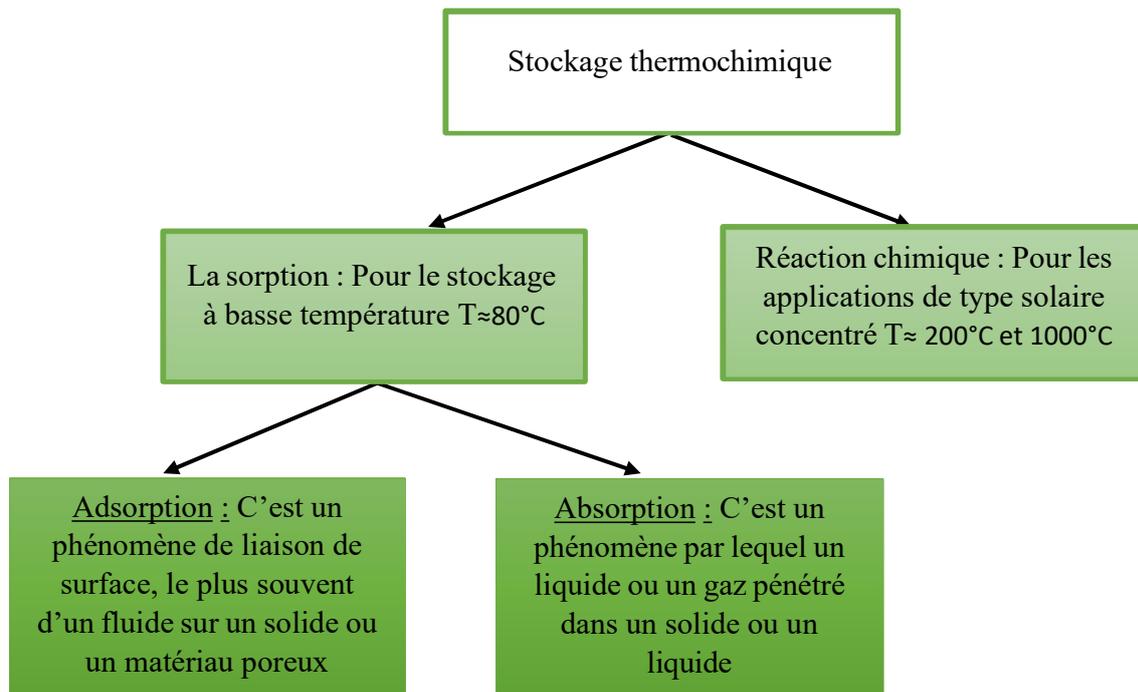


Figure 1.12. Différents types de stockage de chaleur thermochimique

Le principe du système de stockage thermochimique est basé sur une réaction réversible endo/exothermique qui consomme ou bien libère une quantité de la chaleur soit par dissociation soit par combinaison deux réactifs. Cette équation s'écrit de la forme suivante :



En fait, pendant la réaction endothermique, qui est la phase de charge, le réactif AB absorbe de l'énergie Q_1 et se décompose en deux produits A et B. Ces deux produits seront collectés indépendamment afin de garantir un bon stockage de l'énergie pour long terme. A la phase de décharge, les deux produits réagissent de nouveau dans une réaction exothermique qui dégage une

énergie Q2 et recompose de nouveau le produit AB.

Les réactions solide/gaz sont plus adaptés vue la facilité de la séparation et le stockage des réactifs sans perte à long terme. Le stockage thermochimique peut atteindre des densités de stockage plus important que celle par chaleur sensible ou latente.

La quantité d'énergie stockée dans la réaction chimique (1.3) est exprimée comme suit :

$$E_{\text{stoké}} = \sum_{i=1}^N \int_{T_i}^{T_f} m_i \cdot C_{pi} \cdot dT + n_A * \Delta H_r + n_B * \Delta H_r \quad (1.5)$$

Avec ni est le nombre de moles du produit et ΔHr est l'enthalpie de la réaction.

4.4. Comparaison entre différent type de stockage thermique

Le tableau 1.2 reporte les caractéristiques des différents types de systèmes de stockage. Celui thermochimique présente une densité volumétrique énergétique la plus élevés mais nécessite une technologie complexe et manque de maturité

Tableau 1.2: Caractéristique des différents systèmes de stockage thermique

	Stockage par chaleur sensible	Stockage par chaleur latente	Stockage thermochimique
Densité volumétrique énergétique	Faible : 15-60 kWh.m ³	Moyenne : 50-1000 kWh.m ³	Elevée : 100-500 kWh.m ³
Température de stockage	Température de l'étape de charge	Température de l'étape de charge	Température de l'étape de charge
Durée de stockage	Limitée (perte de charge)	Limitée (perte de charge)	Théoriquement illimité
Transport de l'énergie	Faible distance	Faible distance	Distance théoriquement illimité
Maturité	Echelle industrielle : 20 MW _e	Echelle pilote : 100 kW _{th}	Echelle laboratoire : 1-5 kW _{th}
Technologie	simple	Moyenne	complexe

5. Travaux antérieurs pour le système de concentrateurs cylindro-paraboliques

Plusieurs recherches dans la littérature ont été réalisées sur les concentrateurs cylindro-parabolique pour l'évolution et l'amélioration de ses performances et de son efficacité dans l'exploitation de l'énergie solaire. Dans ce but, un modèle mathématique développé par A.Siquaira et al [26] permet de déterminer l'efficacité thermique, Optique et les pertes thermiques. Ils présentent le profil temporel de la température du concentrateur cylindro-parabolique sous le climat brésilien. I.Yilmaz et al [27] ont fait une analyse thermo-mathématique complète du PTC. Sur la base des paramètres réels du système, des modèles solaires (optiques et thermiques) ont été développés en utilisant des corrélations algébriques différentielles et non linéaires. Ces modèles ont été appliqués à un PTC existant pour analyser les caractéristiques de performance dans différentes conditions de fonctionnement. Parmi les résultats, les auteurs concluent que les pertes optiques sont les paramètres le plus variable et affectent l'efficacité du PTC par rapport aux pertes thermiques. Aussi, l'état annulaire du récepteur a un effet considérable sur l'efficacité thermique surtout avec l'augmentation de la vitesse du vent. A.A.Hachicha et al [28] ont développé un modèle numérique permettant d'analyser les performances optique et thermique du PTC avec une répartition non uniforme du flux solaire autour du récepteur. Le modèle optique est comparé aux solutions analytiques rencontrées dans la littérature alors que le modèle thermique est comparé aux mesures expérimentales des Sandia National Laboratoires. Les résultats obtenus montrent une bonne validation du modèle. Ce modèle est capable d'estimer raisonnablement aussi bien les pertes de chaleur que la température dans le PTC. De plus, il est capable de prédire le comportement optique et thermique du PTC sous différent conditions de fonctionnement. N. Hamani et al [29] ont simulé numériquement la température de sortie de l'eau dans le PTC sous le climat de Biskra. Ils montrent qu'au 21 juin à midi solaire vrai, la température de sortie de l'eau atteint le 430 K. Une étude d'investigation optique d'un PTC à travers un modèle mathématique exploité par M.Ghodhbane et al [30] a été effectuée sous les conditions climatiques d'Algérie. L'étude montre que le rendement optique du collecteur a dépassé les 61% avec un diamètre externe du récepteur égal à 0.07 m, une distance focale égale à 3.76 m et un rapport de concentration égal à 68.39. Les résultats prouvent la possibilité d'exploiter l'énergie solaire en Algérie par l'utilisation du PTC. T.E.Boukelial et al. [31] ont mené une étude dont l'objectif est de développer une nouvelle méthodologie de simulation et d'évaluation de performance du PTC. Deux types de fluide

caloporteur différent sont considérés : huile thermique et sel solaire. Le résultat de cette étude montre que l'huile thermique a une meilleure performance que le sel solaire avec 67% et 48 % en juin et décembre respectivement. Dans le but d'améliorer la conception du PTC, S.Thappa et al [32] ont mené une étude sur l'impact de la taille du tube récepteur sur sa performance. En effet, ils ont fait une comparaison pour deux tubes récepteurs différents pour le même réflecteur parabolique, de leurs effets sur l'efficacité du système et sur le coefficient de perte. Les résultats montrent que pour un diamètre de tube récepteur plus important, le rapport de concentration augmente, ainsi le coefficient de perte diminue et l'efficacité du système s'améliore. M.A.Ehyaie et al [33] ont étudié les performances du PTC en se basant sur l'analyse énergétique, exégétique ainsi que économique. Une technique d'optimisation multi objectif (MOPSO) était utilisée pour déterminer l'efficacité exégétique maximale et le coût de production de chaleur minimale de PTC. Les résultats montrent que l'efficacité exégétique, l'efficacité énergétique et le coût de la chaleur sont 29.22%, 35.55%, et 0.0142 \$/kWh respectivement. M. Yaghoubi et al [34] ont effectué une analyse numérique et expérimentale de perte de charge dans les tubes absorbeurs des PTC pour un champ de capteurs Shiraz (Iran) de 250 kW. Cette analyse a étudié l'impact d'une défaillance des tubes collecteurs de chaleur pour 3 types différents : vide, vide perdu, tube de verre brisé. Les résultats montrent que la perte de charge du tube à vide perdu est supérieur de 40% que celle à enveloppe sous vide, ce qui entraîne une réduction de 3 à 5 % de la performance thermique du collecteur. Pour le tube de verre brisé, la quantité de perte de chaleur a une augmentation considérable qui réduit les performances thermiques de 12-16%.

Les nanoparticules dispersées dans un fluide de base tel que l'eau ou l'huile peuvent améliorer le transfert de chaleur à l'intérieur du PTC. Contrairement aux fluides caloporteurs conventionnels, les nanofluides ont une excellente conductivité thermique et un excellent coefficient de transfert de chaleur. Vu que les solides ont des valeurs de conductivité thermique plus élevées que les liquides, le mélange entre les nanoparticules solides et le fluide peut entraîner une suspension aux propriétés thermophysiques supérieures. L'utilisation de nanofluides comme fluide caloporteur dans le PTC diminue la résistance thermique par convection entre le fluide et le tube, ce qui entraîne une augmentation de la productivité thermique. Hachicha et al. [35] ont étudié l'amélioration thermique de PTC à l'aide de nanofluides. Les résultats montrent que l'augmentation de la concentration de nanoparticules de MWCNT de 0,05 % à 0,1 %, puis à 0,3 % augmente le nombre annuel moyen de Nusselt de 12 %, 16 % et 21 %, respectivement, comparant au fluide conventionnel. Bellos et al.

[36] ont développé une analyse thermique pour évaluer les performances du PTC en utilisant des nanoparticules de CuO et Al₂O₃ dans l'huile synthétique comme fluide de base. Leurs recherches ont abouti que l'utilisation de nanofluides dans le PTC a augmenté l'amélioration du transfert de chaleur de 50 % et le nanofluide CuO étant plus performant que le nanofluide Al₂O₃. Elles montrent aussi qu'avec un rapport de concentration élevé et à un faible débit massique de nanofluide, CuO et Al₂O₃ ont une amélioration de 1,26 % et 1,13 % de l'efficacité thermique PTC, respectivement. Sous les conditions climatiques de Téhéran, les évaluations énergétiques et exégétiques d'un PTC avec Al₂O₃/eau et CuO/eau comme fluide caloporteur ont été menées par Ehyaei et al.[37]. Leurs recherches ont conclu que l'efficacité exégétique moyenne annuelle pouvait être améliorée de 1,98 % et 0,93 % lors de l'utilisation d'Al₂O₃/eau et de CuO/eau comme fluides caloporteur, respectivement.

D.Pablo et al [38] ont réalisé des études pour prédire le comportement de PTC pour des applications de chauffage utilisant des nanofluides comme fluide caloporteur (aluminium-eau). Le modèle thermique est basé sur un circuit de résistance thermique pour obtenir les flux de chaleur à travers les surfaces du récepteur. Les auteurs montrent qu'avec l'aluminium-eau, le gain de chaleur et l'efficacité thermique s'améliore de 0.3W/m et de 0.03% respectivement par rapport à l'eau. Cette étude prouve aussi que le comportement thermique a été amélioré même si le collecteur était un récepteur non évacué avec des pertes thermiques élevées en comparant à un récepteur évacué. Y.Wang et al [39] ont étudié les performances du système PTC utilisant Al₂O₃/nanofluide d'huile synthétique comme fluide caloporteur avec des distributions de flux de chaleur non uniforme. Les résultats montrent que le gradient de température et la température maximale dans l'absorbeur sont réduits en utilisant le

nanofluide et que le rendement du PTC s'améliore. Aussi la déformation de l'absorbeur diminue avec la concentration des particules de nanofluide en particulier dans la direction radiale. Le déplacement dans cette direction diminue de 2.11 mm à 0.54 mm lorsque la fraction volumique augmente de 0 à 0.05. Sharma et al [40] ont mis en place un cadre expérimental et mené une étude sur l'effet de deux nanofluides différents d'Al₂O₃/eau et de CuO/eau à 0,01 et 0,05 vol. % sur les performances thermiques PTC. Ils ont comparé les résultats avec de l'eau comme fluide de travail. Les résultats ont indiqué que le nanofluide CuO/eau pourrait provoquer l'amélioration thermique la plus élevée ; suivi du nanofluide Al₂O₃/eau et de l'eau. Plus précisément, ils ont constaté qu'en utilisant 0,05 vol. % de CuO et Al₂O₃ avoir une efficacité thermique globale maximale de 15,25 %. Alors que cette valeur pour le nanofluide Al₂O₃/eau et l'eau elle-même était

respectivement de 12,39 % et 10,58 %. Cela signifie que l'utilisation d'un nanofluide CuO/eau a entraîné une augmentation d'environ 44 % de l'efficacité par rapport à l'eau. Mwesigye et al. [41,43] ont mené cinq études utilisant des simulations CFD sur le PTC pour étudier l'effet de différents nanofluides sur leurs performances thermiques. Dans la référence [42], ils ont utilisé du Nanofluide Al_2O_3 /huile synthétique comme fluide de travail avec une fraction volumique allant jusqu'à 8 % pour étudier l'amélioration du coefficient de transfert de chaleur par convection ainsi que l'efficacité thermique. Les résultats ont montré qu'avec une concentration volumique de 8 %, une augmentation de 76 % et de 7,6 % peut être obtenue respectivement pour le transfert de chaleur par convection et l'efficacité thermique maximale. En outre, le coefficient de transfert de chaleur à une concentration volumique de 6 % et 4 % a augmenté respectivement de 54 % et 35 %. Une augmentation significative de la perte de charge est également rapportée par les auteurs, dès que la concentration volumique est déposée de 4 %. Cette perte de charge atteint environ 40 % à une concentration volumique de 4 % d' Al_2O_3 dans un nanofluide. L'effet de l'augmentation de la température était en faveur de la chute de pression car elle entraîne moins de chute de pression le long du tube avec l'augmentation de la température. Cependant, cet effet détruit l'effet du nanofluide sur l'augmentation de l'efficacité thermique et du coefficient de transfert thermique. Dans la référence [41], le coefficient de transfert de chaleur maximal et l'amélioration de l'efficacité thermique de 38 % et 15 % ont été trouvés à une concentration volumique de 6 % de CuO dans des nanofluides CuO/syltherm 800. Semblable à la référence [42] les auteurs ont signalé une augmentation de la chute de pression. Des simulations supplémentaires ont été réalisées dans la référence [43] sur le nanofluide Al_2O_3 /eau afin de minimiser la génération d'entropie et de trouver le nombre de Reynolds optimal pour différentes fractions volumiques d' Al_2O_3 situées dans différentes sections d'un tube circulaire. Ils ont montré qu'à un nombre de Reynolds donné, les performances de transfert de chaleur (nombre de Nusselt) et la valeur du facteur de frottement sont presque les mêmes quelle que soit la fraction volumique. Il a également été prouvé qu'il existe une section transversale optimale du tube qui provoque une génération minimale d'entropie. Chafie et al. [44] ont mené une analyse expérimentale pour estimer les performances thermiques d'un PTC sous les conditions climatiques de Tunis, Tunisie (Latitude 36°50' N et Longitude 10°44' E). Ils concluent que l'efficacité énergétique moyenne pour les jours nuageux et ensoleillés était de 19,72 % et 8,51 %, respectivement. De nombreuses études ont été menées pour améliorer les performances thermiques et optiques des PTC en raison de leurs avantages substantiels. Comme l'utilisation d'huiles végétales [45], de sels fondus [46,47] et de nanofluides [48–53] pour améliorer

les propriétés physiques du fluide caloporteur (HTF). Xiaowei Zhu et al. [54] propose un insert en ruban ondulé pour le collecteur parabolique pour augmenter la transmission de chaleur dans le tube absorbant. Ce qui augmente leurs performances par la diminution de taux de génération d'entropie totale à l'intérieur du tube absorbant entre 30,2 % et 81,8 %. Jaramillo et al. [55] ont proposé d'insérer un ruban torsadé pour augmenter la chaleur dans le tube récepteur. Ils ont développé un modèle thermodynamique pour évaluer l'efficacité d'un collecteur parabolique équipé d'un insert à ruban torsadé. Ils ont trouvé que le nombre de Nusselt, le facteur d'élimination, le facteur de friction et l'efficacité thermique pouvaient être améliorés. Yilmaz et al. [56] ont mené des recherches numériques sur la faisabilité d'utiliser un ruban torsadé détaché de l'absorbeur pour améliorer le transfert de chaleur dans un récepteur parabolique. Leurs recherches démontrent une amélioration considérable des performances de transfert de chaleur, une réduction de l'écart de température circumférentiel (jusqu'à 68 %) et une augmentation du rendement thermique (jusqu'à 10 %) par rapport à un récepteur avec un simple tube absorbant.

6. Travaux antérieurs pour les machines à absorption

De nombreuses études ont été menées dans le domaine de refroidissement à absorption par l'énergie solaire [57-59]. Sarbu et Sebarchievici [60] ont présenté une revue détaillée des technologies de sorption fermée utilisées pour produire du froid à partir de l'énergie solaire et ont également fait référence à de nouvelles approches pour améliorer l'efficacité et la durabilité des cycles de sorption de base. Les auteurs ont conclu que les technologies solaires de réfrigération à sorption fermée constituent des alternatives intéressantes aux systèmes conventionnels pour répondre à la demande de climatisation des bâtiments de manière durable et préservant de l'environnement. Mazloumi et al. [61] ont modélisé un refroidisseur à absorption LiBr – H₂O à simple effet intégré à un PTC afin de répondre à la demande de refroidissement d'une maison. Les résultats ont révélé que le débit massique du collecteur a un effet négligeable sur la surface minimale requise du collecteur, alors qu'il a un effet significatif sur la capacité optimale du réservoir de stockage. Saïd et al. [62] ont mené des simulations et des expériences sur une conception modifiée d'un système de refroidissement solaire à absorption d'aqua/ammoniac à effet unique. La modification comprenait la récupération de la chaleur perdue du déflegmateur et de l'utilisation d'une unité de stockage du froid. Les performances du système de refroidissement solaire ont été analysées à l'aide d'Engineering Equation Solver (EES), tandis que l'installation a également été installée et testée pendant deux jours pour vérifier l'exactitude du modèle

mathématique. Les résultats suggèrent une amélioration du COP du refroidisseur de 10 % et 8 % grâce à la récupération de chaleur du déflegmateur et à l'unité de stockage du froid, respectivement. Balghouthi et al. [63] ont étudié la faisabilité d'un système à absorption à simple effet alimenté par l'énergie solaire. Ce système est testé sous les conditions climatiques Tunisiennes. Par une analyse de sensibilité, en faisant varier la surface du collecteur, la pente du collecteur et le volume réservoir de stockage, ils ont obtenu une conception optimale pour un fonctionnement fiable du système du point de vue énergétique. Martinez et al. [64] ont mené une étude similaire pour obtenir de nouvelles informations sur les performances des refroidisseurs solaire à absorption de faible capacité utilisant différents types de collecteurs solaire thermiques. Ils ont constaté que les ETC (Evacuated Tube Collectors) devraient être préférés aux FPC (Flat Plate Collectors) dans les refroidisseurs à absorption solaire à simple effet en raison de leur efficacité thermique la plus élevée. Mammoli et al. [65] ont analysé les performances d'un refroidisseur solaire à absorption à simple effet sous différentes conditions de contrôle stratégiques. Le système étudié a été conçu pour répondre aux demandes de refroidissement et de chauffage d'un bâtiment de l'Université de Nouveau-Mexique aux États-Unis. Les résultats ont montré que la part solaire de la centrale peut être augmentée de 60 % si le ballon de stockage d'eau chaude est bien isolé. Les auteurs ont également suggéré un ensemble de recommandations de conception pour le capteur solaire, stockage d'eau chaude, stockage d'eau froide et unités de traitement d'air. De plus, Al-Alili et al. [66] ont mené une analyse thermo-économique de cycles d'absorption solaire à simple effet afin d'évaluer leur performance sous le climat d'Abu Dhabi. Les résultats ont montré que le système proposé consommait 47 % d'énergie électrique en moins que les cycles conventionnels de compression de vapeur et la zone du collecteur s'est avéré être le paramètre clé. Il a un impact sur le temps de retour sur investissement de coûts d'investissement initiaux.

Weber et al. [67] ont rapporté les résultats de fonctionnement d'un système de refroidissement solaire composé de deux machines d'absorption $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ couplé avec un concentrateur solaire fresnel de 132 m^2 délivrant une température entre $140 \text{ }^\circ\text{C}$ et $200 \text{ }^\circ\text{C}$. Les deux machines à absorption ont une capacité frigorifique de 12 kW avec un COP de 0.6 chacune. Le système de refroidissement permet d'atteindre des températures de $-12 \text{ }^\circ\text{C}$. Le système de stockage du froid est formé de quatre ballons de 300L d'eau glacée. La capacité totale de stockage est de 110 kW. La quantité d'énergie de refroidissement a été stimulée par trois flux de chaleur électrique. Selon l'étude de cas, de côté de l'eau le circuit a été modifié. Un système de vannes actionnée manuellement permet de basculer

d'un système à circuit unique (ou l'eau est sous pression) à un système à trois circuits indirect avec une génération de vapeur direct. De même côté eau froide, différents cas ont été considérés (refroidissement direct de la charge électrique sans stockage, chargement de stockage, déchargement de stockage, charge de stockage simultanée et refroidissement de la charge électrique, fonctionnement en cascade des refroidisseurs, etc.) et ont été testés. En outre, des modes de fonctionnement avancés qui représentent des applications industrielles et le fonctionnement de systèmes automatisés ont été étudiés. Pour les deux modes de fonctionnement (fonctionnement à eau sous pression et fonctionnement à vapeur), les résultats du suivi concernant l'évolution des consommations d'énergie thermique et électrique, les coefficients d'efficacité énergétique thermique et électrique et les caractéristiques du circuit de commande et des capteurs ont été présentés et discutés pour plusieurs jours d'exploitation. Bermejo et al. [68] ont testé au cours de la période 2008-2009 un projet pilote d'une centrale solaire de refroidissement à l'École d'Ingénieurs de Séville (Espagne). Un champ de concentrateur solaire à miroir de Fresnel linéaire d'une superficie de 352 m² et alimentée directement en gaz naturel et de l'eau chaude sous pression pour une absorption à double effet LiBr – H₂O d'une capacité frigorifique nominale de 174 kW. La partie expérimentale s'est concentrée sur la taille et l'encrassement des capteurs solaires, les conditions climatiques, les déperditions thermiques des tuyauteries, le contrôle de fonctionnement et couplage entre le capteur solaire et le refroidisseur. Le refroidisseur à absorption fonctionnait avec un coefficient de performance moyen quotidien de 1,1 à 1,25.

Saghiruddin et Siddiqui [69] ont simulé un système à absorption en deux étapes qui fonctionne sur des mélanges doubles. Ils ont utilisé LiBr-eau pour la première étape mais ont analysé les performances globales du système en faisant varier le mélange pour la deuxième étape. Les mélanges utilisés pour la deuxième étape étaient de l'aqua-ammoniac, du lithium nitrate-ammoniac et thiocyanate de sodium-ammoniac. Lithium nitrate-ammoniac et thiocyanate de sodium-ammoniac requièrent de températures élevées du générateur respectivement de 20 % et 45 % par rapport au système eau-ammoniac. Ainsi, les auteurs n'ont conclu que le système d'absorption d'eau-ammoniac alimenté par des collecteurs solaire plate est l'option la plus économiquement réalisable. Medrano et al. [70] ont analysé un système de réfrigération à absorption double-lift travaillant avec les fluides organiques mixte (trifluoroéthanol tétraéthylenglycol diméthylether (TFE- TEGDME), méthanol-TEDME) et l'ammonia-eau géré par une petite puissance thermique (70°C -100°C). Les résultats montrent que le coefficient de performance d'échange de vapeur s'améliore avec le mélange de fluide organique. Avec TFE- TEGDME, ce coefficient est augmenté

de 15% comparant avec l'ammonia-eau. Monné et al. [71] ont étudié les performances d'un système solaire de refroidissement par absorption à simple effet de puissance 4,5 kW couplé à un concentrateur de 37.5 m². Ils ont modélisé le système en utilisant le logiciel de simulation TRNSYS et validé les résultats avec les données expérimentaux. Vu que l'effet de la température de l'eau de refroidissement sur les performances et le COP du système, ils ont proposé d'installer un système de refroidissement géothermique a été étudié et installé dans le système initial. Avec le modèle proposé, les auteurs ont conclu que le COP du refroidisseur pouvait être amélioré jusqu'à 42%. Florides et al. [72] ont modélisé un système solaire de refroidissement par absorption dynamique dans les conditions climatiques de Chypre avec une capacité de refroidissement de 11kW. Ils ont optimisé le système en considérant les surfaces du collecteur, angle d'inclinaison, volume du réservoir de stockage. Les auteurs ont également comparé le coût du cycle de vie du refroidisseur à absorption avec celui d'un refroidisseur conventionnel et ont conclu que le système solaire de refroidissement par absorption ne peut être réalisable que si l'unité de production par absorption soit en série. Xu et al. [73] ont mené une étude de simulation concernant les performances de l'absorption solaire à effet variable des systèmes de refroidissement pour les conditions météorologiques de Miami. L'influence de divers paramètres, tels que la surface du capteur solaire, le point de consigne de la température et le volume du réservoir de stockage sur les performances du système a été étudiée. Les résultats de l'étude montre que les systèmes de refroidissement solaire par absorption à effet variable ont une plus grande efficacité que ceux à simple effet. Ils ont des efficacités similaires mais un temps de travail moins long par rapport aux systèmes solaire de refroidissement par absorption à double effet.

7. Travaux antérieurs pour le stockage d'énergie thermique

L'énergie solaire est intermittente, non disponible la nuit et pendant les périodes couvertes. Un système de stockage thermique est alors important pour assurer une meilleure exploitation de L'énergie produite par le système solaire sur toute la journée. El-shaarawi et al [74] ont proposé un système de réfrigération solaire à absorption (LiBr-H₂O) de puissance de refroidissement de 5 kW pour une maison familiale typique à la ville de Dhahran, en Arabie Saoudite. Les résultats indiquent que le système hybride de stockage de froid installé est le mode de stockage d'énergie le plus approprié pour un fonctionnement continue sur toute la journée. B. Lamrani et al. [75] ont étudié les performances thermiques du système de stockage thermique couplé avec un collecteur solaire parabolique pour la production d'eau chaude d'un immeuble. Les résultats montrent que

l'utilisation du système de stockage aide à fournir de l'eau chaude toute la nuit sans arrêt. Elbahjaoui et El Qarnia [76] ont étudié numériquement un collecteur plat (FPC) couplé avec un système de stockage d'énergie thermique latente (LHTES) pour la production d'eau chaude sanitaire individuelle. Un modèle thermique en régime transitoire est développé pour prédire le comportement thermique du Système couplé FPC-LHTES dans les conditions météorologiques de Marrakech (Maroc). La conception optimale du système de stockage est déterminée. Les auteurs ont montré que l'utilisation du système LHTES est adaptée pour fournir de l'eau chaude tout la nuit pendant le fonctionnement. Ils ont également constaté que le débit massique de l'eau et le type PCM ont un effet significatif sur la température de l'eau pendant le processus de décharge. Teamah et al. [77] ont fusionné des modules cylindriques PCM dans un réservoir de stockage pour la production d'eau chaude. FPC est utilisé comme Chauffage d'eau solaire (SWH) couplé au réservoir de stockage à PCM. Un modèle thermique dynamique est développé pour simuler le fonctionnement du système utilisant les conditions météorologiques de la ville de Toronto (Canada). Les auteurs ont conclu que l'utilisation des PCM comme support de stockage de chaleur conduit pour réduire le volume du réservoir de stockage d'environ 50 %. Haillot et al. [81] a proposé un FPC est couplé à un LHTES pour la production d'eau chaude domestique. Les performances du système étudié ont été réalisées dans les conditions météorologiques de la ville de Perpignan (France) et l'effet du PCM sur la consommation d'énergie a été étudié. Ils ont démontré que l'utilisation du PCM dans le système de production d'eau chaude permet d'augmenter l'efficacité du système. Récemment, Abdelsalam et al. [79] ont étudié numériquement un FPC couplé à un réservoir de stockage incorporé aux PCM pour la production d'eau chaude dans une maison individuelle typique. L'effet de l'utilisation du PCM et son volume sur les performances thermiques du système est étudié. Ils ont confirmé que l'intégration du PCM dans le stockage réservoir conduit à augmenter la fraction solaire et à réduire significativement le volume du réservoir de stockage. Swiatek et al. [80] ont analysé expérimentalement un système de chauffe-eau solaire à stockage intégré (ICSSWH). Ils ont découvert que la stratification était plus élevée avec une plaque de stratification plus courte, et qu'elle augmente avec un flux de chaleur plus important et des angles plus faibles. Une autre analyse d'un chauffe-eau solaire conique (CSWH) couplé avec un réservoir de stockage thermique dans des différentes conditions de fonctionnement a été réalisée par Hussain et Lee [81]. Selon les conclusions expérimentales considérée, l'efficacité maximale du CSWH a été atteinte pour un débit critique de 6 L/min. Yaïci et al.[82] ont réalisé des simulations CFD instationnaires 3D pour étudié l'effet de plusieurs

conditions de conception et de fonctionnement sur le comportement de l'écoulement de la stratification thermique et de l'efficacité globale d'un ballon de stockage d'eau chaude installé dans des systèmes d'énergie solaires thermiques. Selon les auteurs, ces simulations peuvent être utilisées comme un outil efficace pour optimiser les paramètres des réservoirs de stockage thermique. González et al. [83] a été développée aussi une nouvelle plateforme de simulation numérique pour évaluer la viabilité commerciale de l'approche thermocline, en termes d'efficacité énergétique et la fiabilité structurelle. Leurs investigations ont montré qu'une meilleure performance de stockage et une meilleure résistance structurelle pouvaient être obtenues avec la plus faible différence de température. Azharul et Ashley [84] ont étudié le système de stockage thermique stratifié pour déterminer les facteurs influant sur ses performances thermiques. Les résultats indiquent que la stratification thermique s'améliore avec une différence de température accrue, des vitesses d'entrée plus faibles et des rapports d'aspect plus élevés. Une étude fait par M.S. Shin et al. [85] vise à comprendre la conception efficace et la détermination des conditions de fonctionnement optimales pour un réservoir de stockage thermique. Ils ont constaté que le système à grande échelle présente une meilleure performance de stockage que le petit système en termes de temps de chargement. Plus le temps de chargement augmente, plus le degré de stratification diminue en raison de l'effet accru du transfert de chaleur. Angrisani et al. [86] ont modélisé le comportement d'un réservoir d'eau avec une grande précision. Ils ont utilisé un modèle sous TRNSYS pour prédire le profil de température à l'intérieur d'un réservoir stratifié avec plusieurs échangeurs de chaleur par rapport aux résultats expérimentaux. Un autre modèle unidimensionnel pour un réservoir de stockage d'eau stratifié avec deux échangeurs de chaleur a été dérivé par Rahman.A et al [87] et développé sous TRNSYS. Les résultats de la simulation aident les concepteurs de bâtiments à déterminer la taille et la configuration d'un réservoir de stockage thermique adapté à un système donné. Cette étude permet de prédire le comportement en température de l'eau dans le réservoir et la température de sortie dans l'échangeur de chaleur lorsque la température d'entrée de l'eau chaude et celle de l'eau froide disponibles sont connues.

8. Conclusions :

Les études citées ci-dessus montrent l'importance du PTC, de la machine de production du froid par absorption et du système de stockage thermique chacun séparément. Le couplage entre ces composants améliore les performances mutuelles des différents composants.

Dans ce cadre, la principale contribution du présent travail est d'étudier la faisabilité d'un système de chauffage et de refroidissement solaire pour des grands bâtiments afin de leur fournir du froid en été, le chauffage en hiver et l'eau chaude sanitaire pour toute l'année. Le système se compose d'un PTC et d'un refroidisseur à absorption à simple effet $H_2O/LiBr$ couplé à deux réservoirs de stockage stratifiés ; l'un avec double échangeur de chaleur pour le stockage thermique et l'autre avec un seul échangeur de chaleur pour l'eau chaude sanitaire. Afin de vérifier les performances globales du système, un modèle sera développé et simulé sous des différentes conditions climatiques maghrébin vu qu'elle dispose d'un potentiel énergétique solaire important. On propose de développer un modèle mathématique 1D simple du PTC et de réservoirs de stockage thermique.

Chapitre 2: A Comparative Analysis of parabolic trough collector (PTC) using a Hybrid Nanofluids

1. Introduction

L'énergie solaire est une source d'énergie renouvelable qui est la plus importante et la plus disponible au monde. Cette énergie se présente comme une énergie verte, durable et non polluante. Vu que cette énergie est inépuisable, les capteurs solaires thermiques et les panneaux photovoltaïques thermiques sont promoteurs dans la conversion de l'énergie solaire en énergie thermique utile et électrique. Ceci est dû aux phénomènes de photo-conversion qui se produisent dans le module photovoltaïque convertissant une partie des rayons soleil en énergie électrique utilisable [88–91]. Alors que le capteur solaire thermique (ST) transforme l'énergie solaire en thermique utilisable [92–97]. Les types les plus courants des concentrateurs solaires qui peuvent générer des températures élevées sont les collecteurs linéaires de Fresnel [108–111], les tours solaires, les paraboles [112,113] et les collecteurs cylindro-paraboliques. Grâce à sa maturité technologique et sa compétitivité économique, la technologie des collecteurs cylindro-paraboliques (PTC) [114–118] a été testée et évaluée dans de nombreuses centrales électriques à travers le monde [119–128]. Le fluide caloporteur dans l'absorbeur est chauffé par le rayonnement solaire direct. L'efficacité du collecteur s'améliore lorsque l'absorbeur est en verre et les pertes par convection sont réduites. Les PTC peuvent être utilisés à des températures allant de 50 à 400 degrés Celsius suivant la plage de température de fonctionnement du fluide caloporteur. [129]

D'après les revues de l'état de l'art (chapitre 1), l'étude sur le comportement du PTC lorsqu'un nanofluide hybride utilisé comme un fluide de refroidissement n'est pas bien développé. De plus, le nanofluide hybride est plus réalisable que les nanotubes de carbone car il est moins cher et a une meilleure conductivité thermique que les nanofluides fabriqués à partir d'oxydes métalliques. L'utilisation d'un nanotube de carbone multiparois-oxyde d'aluminium (MWCNT/ Al_2O_3) comme fluide caloporteur dans un collecteur PTC n'est pas encore étudié. On propose dans ce chapitre, une étude numérique sur les collecteurs PTC utilisant des nanofluides hybrides nanotubes de carbone multi-parois-oxyde d'aluminium (MWCNT/ Al_2O_3) sous les conditions climatique de l'Ouarzazate, Maroc. Ce chapitre est reparti comme suit : La section 2 présente le modèle physique du collecteur PTC. Nous introduisons le modèle mathématique PTC utilisant un nanofluide hybride dans la section 3. La section 4 traite l'efficacité du PTC sous les conditions climatiques de l'Ouarzazate. Enfin, les conclusions finales de l'étude sont présentées dans la section 5.

2. Description du System

La figure 2.1 montre le schéma du collecteur cylindro-parabolique (PTC) étudié. Il est composé d'un réflecteur, d'une enveloppe en verre, d'un tube absorbant et d'un fluide caloporteur. Les miroirs (réflecteur) ont une forme de parabole pour concentrer les rayons solaires sur l'absorbeur.

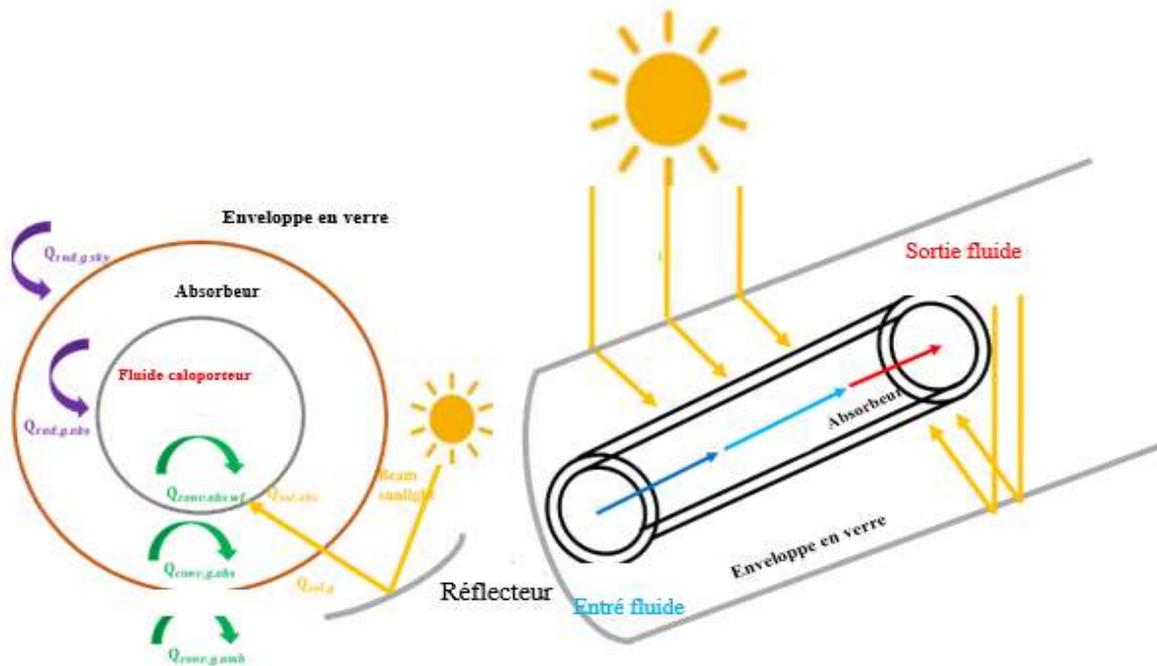


Figure 2.1. Schéma du PTC étudiée

Le tableau 2.1 résume les principales propriétés de notre collecteur PTC. Le rayonnement solaire direct réfléchit sur le réflecteur traverse l'enveloppe en verre pour atteindre l'absorbeur. Ce dernier est un tube traité par un revêtement sélectif pour augmenter sa capacité d'absorption et réduire ses pertes thermiques. L'absorbeur transfère sa chaleur au fluide caloporteur circulant à l'intérieur par convection. La température de sortie du fluide caloporteur est supérieure à celle d'entrée. De plus, dans l'espace annulaire entre l'absorbeur et l'enveloppe en verre ou crée du vide pour réduire les pertes de chaleur vers l'extérieur. Les échanges de chaleur par convection et rayonnement entre l'enveloppe en verre et le tube absorbant sont pris en compte. Le fluide caloporteur utilisé dans cette étude est du nanofluide hybrides de carbone multiparois/oxyde d'aluminium (MWCNT/ Al_2O_3) [130].

Tableau 2.1. Données de conception du système étudié [144,145]

Unité	Paramètre	Valeur	Unité
PTC	Largeur du PTC	5.76	m
	Longueur du PTC	12.27	m
	Diamètre intérieur du Vitrage	0.115	m
	Diamètre extérieur du Vitrage	0.121	m
	Diamètre intérieur du l'absorbeur	0.066	m
	Diamètre extérieur du l'absorbeur	0.07	m
	Réflexion du miroir	0.94	
Nano-particle	Densité du nanoparticle Al ₂ O ₃	3970	kg/m ³
	Conductivité thermique de la nanoparticule Al ₂ O ₃	40	W/m ⁻¹ K ⁻¹
	Capacité thermique spécifique de la nanoparticule Al ₂ O ₃	765	J/kg ⁻¹ K ⁻¹
	Densité de la nanoparticule MWCNT	1600	kg/m ³
	Conductivité thermique de la nanoparticule MWCNT	3000	W/m ⁻¹ K ⁻¹
	Capacité thermique spécifique de la nanoparticule MWCNT	769	J/kg ⁻¹ K ⁻¹
Fluide de base (eau)	La masse volumique du fluide de base : eau (T _f en °C)	$\rho_f = 1046.31 - 0.275328T_f - 0,00186353T_f^2$	kg/m ³
	La conductivité thermique du fluide de base : eau (T _x en °C)	$K_f = 0.616523 + 0.00171586T_f - 0,00000575035T_w^2$	W/m ⁻¹ C ⁻¹
	La viscosité du fluide de base : eau (T _f en °C)	$\mu_f = 0,00161596 - 0,0000420691T_f + 6,41265 \cdot 10^{-7} \cdot T_f^2 - 5,21218 \cdot 10^{-9} \cdot T_f^3 + 1,69963 \cdot 10^{-11} \cdot T_f^4$	kg/ms
	Chaleur spécifique du fluide de base : eau (T _f en °C)	$C_{pf} = 3906,63 + 3,94005T_f - 0,059366 \cdot T_f^2 + 0,000473391 \cdot T_f^3 - 0,00000143726 \cdot T_f^4$	J/kg ⁻¹ K ⁻¹

Le fluide de base est de l'eau. L'utilisation d'un nanofluide hybride comme fluide caloporteur est bénéfique car il augmente la conductivité thermique du fluide, diminuant ainsi la résistance thermique entre l'absorbeur et le fluide.

Le nanofluide hybride dans cette étude est considéré comme un mélange homogène d'eau et de nanoparticules Al_2O_3 -MWCNT, l'eau et les nanoparticules sont en équilibre thermique et à la même vitesse d'écoulement. Les nanoparticules et le fluide de base sont supposés stables (pas de sédimentation et suspension parfaite).

2. Modélisation thermodynamique

Une représentation schématique des transferts de la chaleur au sein du capteur PTC est illustrée dans la figure 2.2. Le modèle mathématique du PTC, considéré dans cette étude, tient compte des bilans thermiques : de l'enveloppe en verre, du tube absorbant et du fluide caloporteur [131–136]. Afin de développer ce modèle mathématique, nous avons utilisé les hypothèses suivantes :

- Sur le tube absorbeur, la répartition du flux solaire est homogène.
- Le fluide est incompressible et a un écoulement unidirectionnel.
- La chaleur par conduction dans le vitrage et le tuyau d'absorption est ignorée.
- Le ciel est considéré comme un corps noir.
- La diffusion thermique est négligeable dans l'enveloppe de verre et l'absorbeur.
- Il n'y a pas de poussière accumulée sur l'enveloppe du récepteur.
- L'angle d'incidence est considéré égal à zéro.
- Le régime est permanent et le transfert des écoulements sont monodimensionnelles.

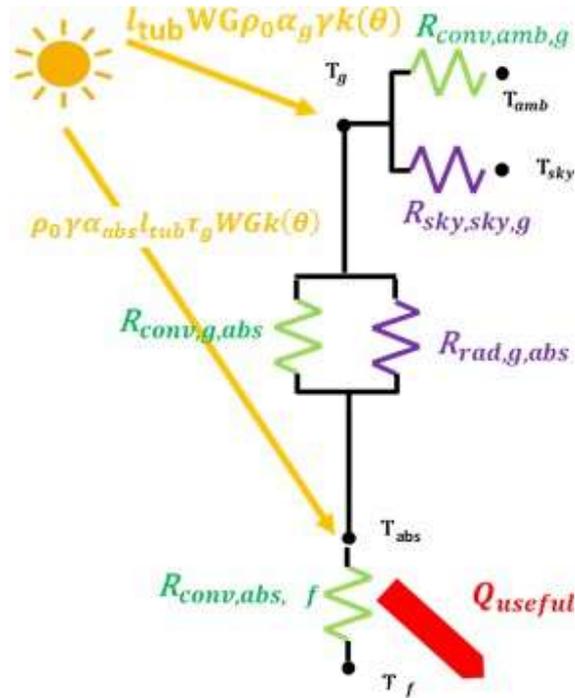


Figure 2.2. Schéma de l'échange de transfert de la chaleur du PTC

2.1 Bilan énergétique

2.1.1 Enveloppe en verre

L'enveloppe en verre absorbe du rayonnement solaire reçu ($Q_{sol,g}$) et échange de la chaleur par convection naturelle ($Q_{conv,abs,g}$) et par rayonnement ($Q_{rad,abs,g}$) avec l'absorbeur. Les pertes de chaleur de cette enveloppe se fait par convection avec l'environnement ($Q_{conv,abs,amb}$) et par rayonnement avec le ciel ($Q_{rad,abs,sky}$).

Le bilan énergétique de l'enveloppe est alors donné par :

$$Q_{sol,g} + Q_{conv,abs,g} + Q_{rad,abs,g} - Q_{conv,g,amb} - Q_{rad,g,sky} = 0 \quad (2.1)$$

Le rayonnement solaire absorbé par l'enveloppe en verre est donné par :

$$Q_{sol,g} = L_{tub}WG\rho_0\alpha_g\gamma k(\theta) \quad (2.2)$$

Avec :

L_{tub} : Longueur du PTC

W : la largeur du PTC

G : flux solaire globale reçu par l'enveloppe en verre

ρ_0 : La réflectance du réflecteur

α_g : Coefficient d'absorption de l'enveloppe en verre.

γ : le facteur d'interception

L'angle d'incidence modifier ($k(\theta)$) est estimé par la corrélation empirique suivante :

$$k(\theta) = 1 - (2.2307 * 10^{-4}\theta) - (1.1 * 10^{-4}\theta^2) + (3.18596 * 10^{-6}\theta^3) - (4.85509 * 10^{-8}\theta^4) \quad (2.3)$$

Pour simplifier le calcul, on prend un angle d'incidence égale à zéro et ce qui conduit à avoir un angle d'incidence modifié $k(\theta)$ égale à 1 (suivi complet du soleil).

Supposant que le ciel est un corps noir à la température T_{sky} , le transfert de chaleur par rayonnement ($Q_{rad,g,sky}$) entre le collecteur PTC et le ciel peut être déterminé comme suit :

$$Q_{rad,g,sky} = L_{tub}\pi D_{g,out}\epsilon_g \sigma(T_g^2 + T_{sky}^2)(T_g + T_{sky})(T_g - T_{sky}) \quad (2.4)$$

Le transfert de chaleur par convection ($Q_{conv,g,amb}$) entre le collecteur PTC et l'environnement est donné par :

$$Q_{con,g,abs} = L_{tube}\pi h_{conv}D_{g,out}(T_g - T_{amb}) \quad (2.5)$$

Avec le coefficient de chaleur convectif h_{conv} est une fonction de la vitesse du vent (V_{wind}) et du diamètre de l'enveloppe en verre ($D_{g, out}$) par la relation [120]:

$$h_{conv} = 4V_{wind}^{0.58} D_{g,out}^{-0.42} \quad (2.6)$$

Les échanges de chaleur par convection naturelle ($Q_{conv,ab,g}$) dans l'espace annulaire entre l'enveloppe en verre et l'absorbant est donné par:

$$Q_{conv,ab,g} = L_{tub} \pi D_{abs, out} \frac{2k_{eff}}{D_{abs,out} \ln\left(\frac{D_{g,in}}{D_{abs,out}}\right)} (T_{abs} - T_g) \quad (2.7)$$

Avec k_{eff} : La conductivité thermique du gaz annulaire

$D_{abs,out}$: Le diamètre extérieur du tube absorbeur

Les échanges de chaleur par rayonnement entre l'absorbant et l'enveloppe en verre ($Q_{rad,ab,g}$) sont calculés comme suit :

$$Q_{rad,ab,g} = L_{tub} \pi D_{ab,out} \frac{\sigma((T_{abs}^2 + T_g^2))(T_{abs} + T_g)}{\frac{1}{\epsilon_{abs}} + \frac{1 - \epsilon_g}{\epsilon_g} \left(\frac{D_{abs,out}}{D_{g,in}}\right)} (T_{abs} - T_g) \quad (2.8)$$

Avec ϵ_g et ϵ_{abs} sont respectivement les émissivités de verre et de l'absorbant.

En remplaçant les différents échanges thermiques au niveau de l'enveloppe en verre par leur expression dans l'équation (2.1) on obtient :

$$\begin{aligned} & WG\rho_0\alpha_g\gamma k(\theta) + L_{tub} \pi D_{g,out} \epsilon_g \sigma (T_g^2 + T_{sky}^2) (T_g + T_{sky}) (T_g - T_{sky}) \\ & + L_{tub} \pi D_{g,out} (4V_{wind}^{0.58} D_{g,out}^{-0.42}) (T_g - T_{amb}) \\ & + L_{tub} \pi D_{ab,out} \frac{\sigma((T_{abs}^2 + T_g^2))(T_{abs} + T_g)}{\frac{1}{\epsilon_{abs}} + \frac{1 - \epsilon_g}{\epsilon_g} \left(\frac{D_{abs,out}}{D_{g,in}}\right)} (T_{abs} - T_g) \\ & + L_{tub} \pi D_{abs, out} \frac{2k_{eff}}{D_{abs,out} \ln\left(\frac{D_{g,in}}{D_{abs,out}}\right)} (T_{abs} - T_g) = 0 \end{aligned} \quad (2.9)$$

2.1.2 Tube absorbeur

Le tube absorbeur absorbe de la chaleur du rayonnement solaire directe (Q_{sol}), échange de la chaleur par convection naturelle ($Q_{conv,ab,g}$) et par rayonnement entre l'absorbant et l'enveloppe en verre ($Q_{rad,ab,g}$) et par convection avec le fluide caloporteur l'absorbant ($Q_{conv,ab,wf}$). Le bilan énergétique de l'absorbant est alors exprimé comme suit :

$$Q_{\text{sol,ab}} - Q_{\text{conv,abs,g}} - Q_{\text{rad,abs,g}} - Q_{\text{conv,abs,f}} = 0 \quad (2.10)$$

La quantité d'énergie issue du rayonnement solaire absorbé par l'absorbeur est estimée par :

$$Q_{\text{sol,abs}} = \rho_0 \gamma \alpha_{\text{abs}} L_{\text{tub}} \tau_g \text{WGk}(\theta) \quad (2.11)$$

Le transfert de chaleur par convection entre l'absorbeur et le fluide caloporteur est donné par :

$$Q_{\text{conv,abs,f}} = L_{\text{tub}} \pi D_{\text{abs,int}} h_{\text{conv,abs,f}} (T_{\text{abs}} - T_f) \quad (2.12)$$

Avec

$D_{\text{abs,int}}$: Diamètre intérieur de l'absorbeur

$h_{\text{conv,abs,f}}$: Coefficient d'échange convectif entre l'absorbeur et le fluide caloporteur

T_f : Température de fluide caloporteur

En remplaçant les différents échanges de chaleur par leurs expressions dans l'équation (2.10) on obtient :

$$\begin{aligned} & \rho_0 \gamma \alpha_{\text{abs}} L_{\text{tub}} \tau_g \text{WGk}(\theta) + L_{\text{tub}} \pi D_{\text{abs,int}} h_{\text{conv,abs,f}} (T_f - T_{\text{abs}}) \\ & + L_{\text{tub}} \pi D_{\text{ab,out}} \frac{\sigma \left((T_{\text{abs}}^2 + T_g^2) \right) (T_{\text{abs}} + T_g)}{\frac{1}{\varepsilon_{\text{abs}}} + \frac{1 - \varepsilon_g}{\varepsilon_g} \left(\frac{D_{\text{abs,out}}}{D_{g,in}} \right)} (T_g - T_{\text{abs}}) \\ & + L_{\text{tub}} \pi D_{\text{abs,out}} \frac{2k_{\text{eff}}}{D_{\text{abs,out}} \ln \left(\frac{D_{g,in}}{D_{\text{abs,out}}} \right)} (T_g - T_{\text{abs}}) = 0 \end{aligned} \quad (2.13)$$

2.1.3 Fluide caloporteur

L'équation suivante décrit le bilan énergétique du fluide caloporteur circulant à l'intérieur de l'absorbeur :

$$\dot{m} C_f \Delta T_f = L_{\text{tub}} \pi D_{\text{abs,int}} h_{\text{conv,abs,f}} (T_{\text{abs}} - T_f) \quad (2.14)$$

Le coefficient de transfert thermique par convection se calcule comme suit :

$$h_{\text{conv,abs,f}} = \text{Nu}_f \frac{K_f}{D_{\text{abs,int}}} \quad (2.15)$$

Le nombre du Nusselt Nu_f est estimé en considérant la corrélation suivant :[137]

$$Nu_f = 4.364 \quad Re_f < 2300 \text{ (laminar flow)} \quad (2.16)$$

$$Nu_f = 0.023 * (Re_f)^{0.8}(Pr_f)^{0.4} \quad 2300 < Re_f \text{ (Turbulent flow)} \quad (2.17)$$

Les nombres du Prandtl et Reynolds sont donnés par :

$$Re_f = \frac{D_{abs,int} \rho_f V_f}{\mu_f} \quad (2.19)$$

$$Pr_f = \frac{\mu_f C_{pf}}{\lambda_f} \quad (2.20)$$

L'équation suivante est appliquée pour calculer la vitesse du fluide caloporteur :

$$V_f = \frac{m_f}{\frac{\pi}{4} D_{abs,int}^2 \rho_f} \quad (2.21)$$

Dans cette partie, nous avons utilisé l'eau comme fluide de base. Les propriétés thermo physiques de l'eau varient en fonction de la température de fonctionnement. Elles sont obtenues à l'aide des formules empiriques présentées dans le tableau 2.1.

Parmi les propriétés thermo-physiques les plus importantes d'un fluide caloporteur, dans un système thermique, est sa conductivité thermique [140-146]. L'efficacité du système est améliorée en utilisant un fluide caloporteur ayant une conductivité thermique élevée. En effet, la capacité d'un matériau pour transférer de la chaleur est quantifiée par sa conductivité thermique. La conductivité thermique de nanofluides hybrides peut être calculée en fonction de la fraction volumique des nano particules, de la forme des nano particules, de la conductivité thermique des deux nanoparticules utilisées et de celle du fluide de base [142-149]. En se basant sur le modèle du Maxwell modifié pour les nanofluides hybrides, la conductivité thermique du nanofluide hybride est donnée comme suit :

$$k_{hnf} = k_{bf} \frac{\frac{\varphi_{np1} k_{np1} + \varphi_{np2} k_{np2}}{\varphi_{hnf}} + 2k_{bf} + 2(\varphi_{np1} k_{np1} + \varphi_{np2} k_{np2}) - 2\varphi_{hnf} k_{bf}}{\frac{\varphi_{np1} k_{np1} + \varphi_{np2} k_{np2}}{\varphi_{hn}} + 2k_{bf} - 2(\varphi_{np1} k_{np1} + \varphi_{np2} k_{np2}) + \varphi_{hnf} k_{bf}} \quad (2.22)$$

La densité du nanofluide est un facteur important en thermodynamique. Elle a un impact significatif sur le nombre de Reynolds, la pression et la capacité de transfert de chaleur d'un nanofluide hybride. La densité est décrite en fonction de la fraction volumique, de la densité des nanoparticules, de la forme des particules des deux nanoparticules utilisées et de la densité du fluide de base [142-149]. Elle peut être calculée approximativement à l'aide de l'équation (2.23), qui est basée sur la corrélation Pak et Cho modifiée :

$$\rho_{hnf} = (1 - \varphi_{hnf}) \rho_{hnf} + \varphi_{np1} \rho_{np1} + \varphi_{np2} \rho_{np2} \quad (2.23)$$

En raison des effets de friction, la viscosité des nanofluides hybrides est aussi importante pour déterminer la puissance de pompage nécessaire. Elle est décrite en fonction de la fraction volumique, de la densité, de la forme des particules des deux nanoparticules utilisées et de la densité du fluide de base [61–68]. En se basant sur la corrélation de Brinkman modifiée pour les nanofluides hybrides, l'équation (2.23) fournit une approximation de la viscosité dynamique du nanofluide hybride :

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_{bf}}{(1 - \varphi_{np1} - \varphi_{np2})^{2.5}} \quad (2.24)$$

3. Critères de Performance

Pour analyser les performances du PTC nous avons considéré deux types d'analyses : analyse énergétique et analyse exergetique.

4.1. Analyse Energétique :

La puissance récupérée par le fluide lors de son passage à travers le PTC, est calculé avec la formule suivante.

$$Q_{useful} = \dot{m} C_f \Delta T_f \quad (2.25)$$

L'efficacité thermique du PTC est définie comme étant le rapport entre l'énergie utile produite et celle du rayonnement solaire collecté par le PTC ; elle est calculée comme suit :

$$\eta_{PTC} = \frac{\dot{m}_f c_f \Delta T_f}{L_{tube} \gamma \alpha_g \rho_0 W G k(\theta)} \quad (2.26)$$

4.2. Analyse Exergetique

La première loi de la thermodynamique (analyse énergétique) ne permet pas une compréhension approfondie du système. Les performances du système ne peuvent être quantifiées et standardisées qu'on considérait le second principe de la thermodynamique. L'exergie est une technique utile en thermodynamique pour obtenir l'irréversibilité d'un système. Les irréversibilités de transfert de chaleur entre le soleil et le capteur, le capteur et son environnement ambiant, et à l'intérieur du capteur ont toutes un impact sur la quantité d'énergie utile fournie par le capteur solaire PTC. L'équation d'équilibre exergetique donne d'information sur les processus inutiles dans un système thermodynamiques et aide les ingénieurs à proposer à une conception optimale, offrant une voie pour la réduction des pertes. L'exergie est également échangée à travers les volumes de contrôle via les flux de matière. Alors que la masse et l'énergie sont toujours conservées, les non-idéalités (parfois appelées irréversibilités) comme le frottement entraînent la destruction (ou l'annihilation) de l'exergie à l'intérieur d'un système.

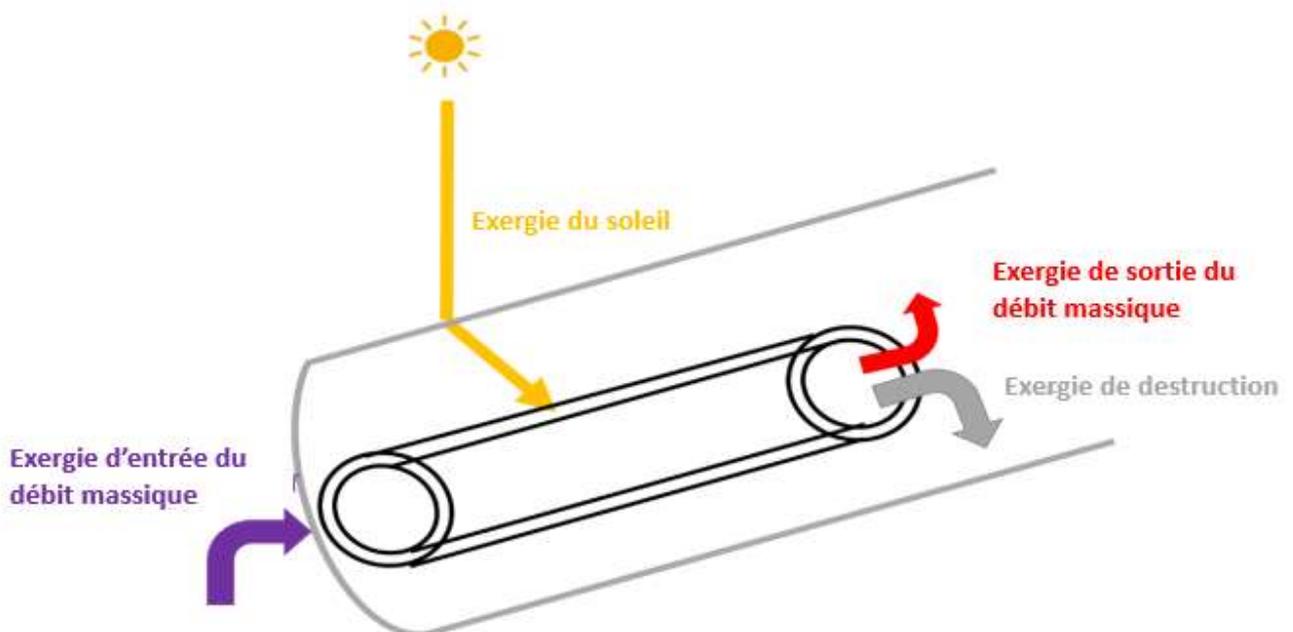


Figure 2.3. Schéma de flux d'exergie du PTC étudié

Figure 2.3 présente Le bilan exergetique d'un système de collecteur PTC ; il est formulé par l'équation (2.26) :

$$Q_{\text{exergy,sun}} + Q_{\text{mass,in}} = Q_{\text{mass,out}} + Q_{\text{destruction}} \quad (2.27)$$

La quantité d'exergie solaire disponible collectée par le capteur PTC peut être estimée à l'aide de la loi de Petla, qui est basée sur la relation entre le soleil, les températures ambiantes et la quantité de rayonnement solaire qui atteint l'absorbeur. Elle est calculée comme suit :[138]

$$Q_{\text{exergy,sun}} = \rho_0 L_{\text{tub}} \gamma \alpha_{\text{abs}} \tau_g \text{WGk}(\theta) \left(1 - \frac{4}{3} \frac{T_{\text{amb}}}{T_{\text{sun}}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_{\text{amb}}}{T_{\text{sun}}}\right)^4\right) \quad (2.28)$$

Afin de calculer le gain exergetique à la sortie du PTC, nous utilisons la formule suivante :

$$Q_{\text{exergy,th}} = Q_{\text{mass,in}} - Q_{\text{mass,out}} = \dot{m}_f c_{\text{pf}} (T_{\text{out,f}} - T_{\text{in,f}}) - \dot{m}_f c_{\text{pf}} T_{\text{amb}} \ln \left(\frac{T_{\text{out,f}}}{T_{\text{in,f}}} \right) - \dot{m}_f T_{\text{amb}} \left(\frac{\Delta p}{\rho_f T_f} \right) \quad (2.29)$$

Pour calculer la perte de charge dans le tube absorbeur, l'équation suivante est utilisée :[139]

$$\Delta p = f \frac{L_{\text{tub}} \rho_f v_f^2}{D_{\text{abs,int}} 2} \quad (2.30)$$

Le facteur de frottement du fluide de travail peut être estimé à l'aide de l'équation de Petukhov, qui est basée sur le nombre de Reynolds .Il est calculé comme suit :[138]

$$f = (0.79 \ln(\text{Re}_f) - 1.64)^2 \quad (2.31)$$

L'efficacité exergetique du PTC est décrite comme le rapport entre l'exergie utilisable générée et l'exergie solaire capturée. Elle peut être estimée comme suit :

$$\eta_{\text{exergy,PTC}} = \frac{\dot{m}_f c_{\text{pf}} (T_{\text{out,f}} - T_{\text{in,f}}) - \dot{m}_f c_{\text{pf}} T_{\text{amb}} \ln \left(\frac{T_{\text{out,f}}}{T_{\text{in,f}}} \right) - \dot{m}_f T_{\text{amb}} \left(\frac{\Delta p}{\rho_f T_f} \right)}{\rho_0 L_{\text{tub}} \gamma \alpha_{\text{abs}} \tau_g \text{WGk}(\theta) \left(1 - \frac{4}{3} \frac{T_{\text{amb}}}{T_{\text{sun}}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_{\text{amb}}}{T_{\text{sun}}}\right)^4\right)} \quad (2.32)$$

5. Résultats and Discussion

5.1. Validation

Tableau 2.2: Conception des paramètres spécifiques du PTC étudié.

Paramètre du PTC [150,151]	Longueur	3.6	m
	Largeur	1.22	m
	Diamètre intérieur du vitrage	0.057	m
	Diamètre extérieur du vitrage	0.06	m
	Diamètre intérieur du l'absorbeur	0.0158	m
	Diamètre extérieur du l'absorbeur	0.0178	m
	Absorption du vitrage	0.02	-----
	transmission du vitrage	0.9	-----
	Emittance du vitrage	0.86	-----
	Débit massique	1	Kg/s
	Facteur d'interception	0.48	-----

Le modèle proposé est validé en utilisant les résultats expérimentaux issus de travaux d'Alfella [150,151]. Les auteurs utilisent l'eau comme fluide caloporteur. Le tableau 2.1 présente les caractéristiques de l'eau en fonction de la température. Pour valider notre code de calcul, nous avons considéré les mêmes paramètres de fonctionnement et caractéristiques du capteur PTC que ceux d'Alfella (Tableau 2.2). Nos résultats montrent un bon accord avec ceux expérimentaux (Fig. 2.4). Le code développé présente donc une bonne précision, il peut être utilisé pour évaluer les performances du PTC solaire sous diverses circonstances de fonctionnement.

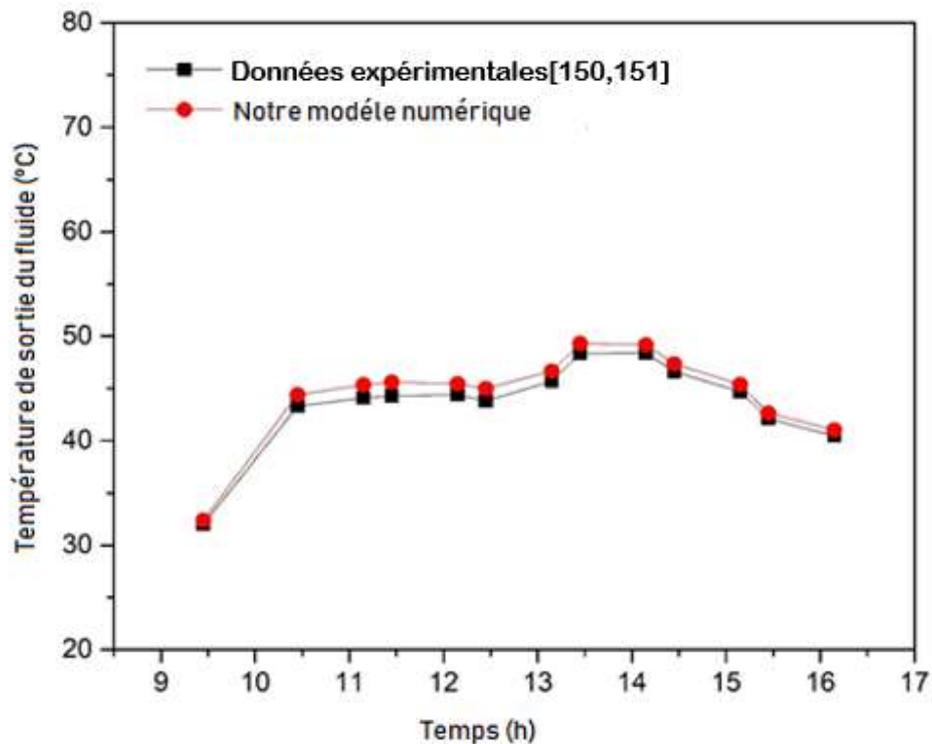


Figure 2.4. Comparaison entre nos résultats et ceux expérimentaux d'Alfellag

5.2. Propriétés thermophysiques des nanofluides hybrides

Pour étudier les performances du PTC utilisant le nanofluide hybride comme fluide caloporteur, il est important de comprendre l'impact de la concentration de nanoparticules et de la température du fluide sur les propriétés thermophysiques (densité, chaleur spécifique, viscosité et conductivité thermique) pour différentes concentrations du nanofluide hybride.

L'eau est considérée comme fluide de base de notre étude. Ces propriétés thermophysiques (la viscosité, la capacité thermique spécifique, la conductivité thermique et la densité) sont extraites en utilisant la bibliothèque logicielle Engineering Equation Solver (EES). Les propriétés thermophysiques du fluide caloporteur sont décroissantes lorsque la température du fluide caloporteur augmente.

L'augmentation de la concentration de nanoparticules augmente la conductivité thermique, l'amélioration de la viscosité dynamique et la densité. Les nanoparticules doivent être dispersées dans le fluide de base pour améliorer la transmission thermique entre le fluide caloporteur et le tube

absorbant. L'ajout de nanoparticules réduit la capacité thermique des nanofluides, (Figure 2.5). Cette diminution est expliquée par le fait que la capacité thermique des nanoparticules est plus faible que celle de l'eau.

Cette réduction affecte négativement le transfert de chaleur par convection car elle réduit la capacité de stockage de l'énergie thermique du fluide caloporteur.

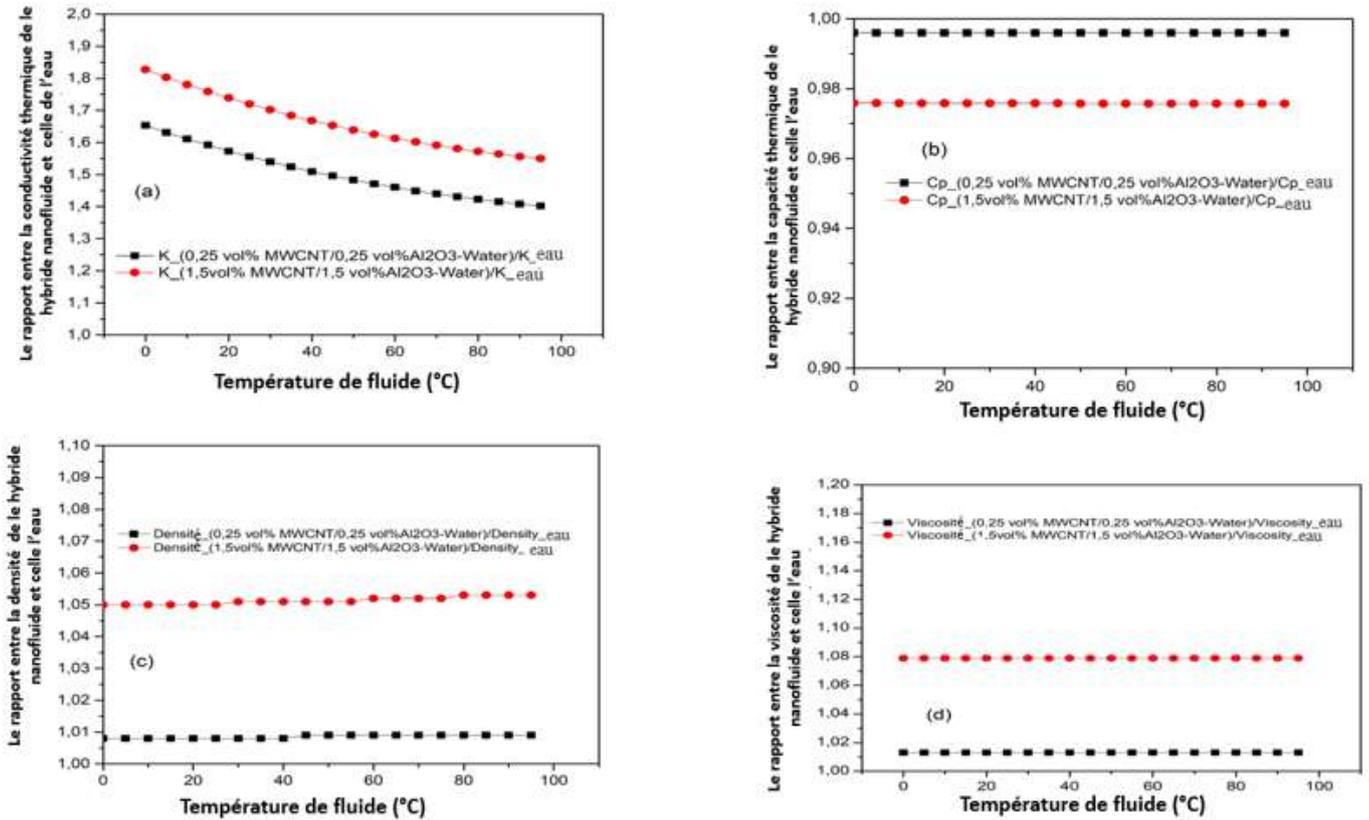


Figure 2.5. Les propriétés thermophysiques des nanofluides hybrides

La figure 2.6 présente le coefficient de transfert par convection pour différents types de fluides caloporteurs (l'eau, le mono nanofluide (0,25 % MWCNT-eau) et le nanofluide hybride (0,25 % MWCNT-eau et 0,25 % Al_2O_3 -eau, 1,5 % MWCNT et 1,5 % Al_2O_3 -eau). Ce coefficient a été amélioré de 0,75 %, 4% et 27.1% lors de l'utilisation du mono nanofluide (0,25 % MWCNT-eau), du nanofluide hybride (0,25 % MWCNT-eau et 0,25 % Al_2O_3 -eau) et du nanofluide hybride (1,5 % MWCNT et 1,5 % Al_2O_3 -eau) respectivement par rapport l'eau utilisée comme fluide caloporteur.

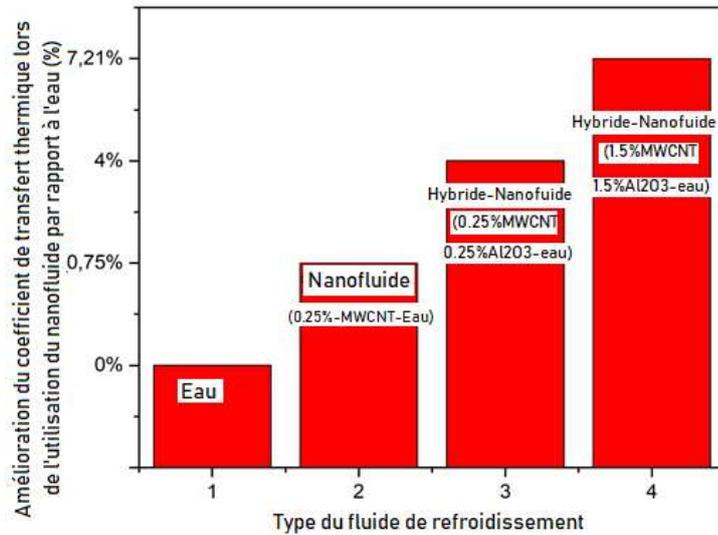


Figure 2.6. Amélioration du coefficient de transfert de chaleur

5.3. Étude du système proposé

Le PTC proposé a été évalué sous un climat désertique chaud à Ouarzazate, Maroc (30,55 N, 6,55 W). L'étude a été effectuée sur le système proposé en termes de température de sortie du fluide, d'efficacités thermique et exergetique, d'énergie thermique et l'exergie utile.

Selon la classification climatique de Köppen, Ouarzazate a un climat désertique chaud, avec un été chaud et ensoleillé. La température moyenne du mois le plus froid (janvier) est de 9,8 °C, et une température moyenne de 30,8 °C pour le mois le plus chaud (juillet). La durée d'ensoleillement annuel est de 3416h. Les heures d'ensoleillement mensuelle les plus élevées de 335h en mois de juin et les plus basses de 241h en mois de janvier. Pour étudier notre système sur tout l'année, nous avons choisi quatre journées typiques (13 janvier, 30 avril, 13 juillet et 7 octobre) représentative de quatre saisons de Ouarzazate.

Les figures (2.7, 2.8, 2.9) représentent l'évolution horaire, sur quatre journées types étudiées de la température ambiante, du rayonnement solaire et de la vitesse du vent. L'été a la température moyenne la plus élevée (13 juillet) tandis que l'hiver a la température la plus basse (janvier 13). L'irradiation solaire maximale se produit au 13 juillet à $944,9 \text{ W/m}^2$, au 30 avril à $887,3 \text{ W/m}^2$, au 7 octobre à $801,2 \text{ W/m}^2$ et le 13 janvier à $582,7 \text{ W/m}^2$. L'évolution horaire de la vitesse du vent fluctue beaucoup durant les journées étudiées. Cependant on remarque que le 15 janvier présente la plus faible vitesse de vent avec un écart durant toute la journée est relativement faible. Pour les autres mois, cet écart est important.

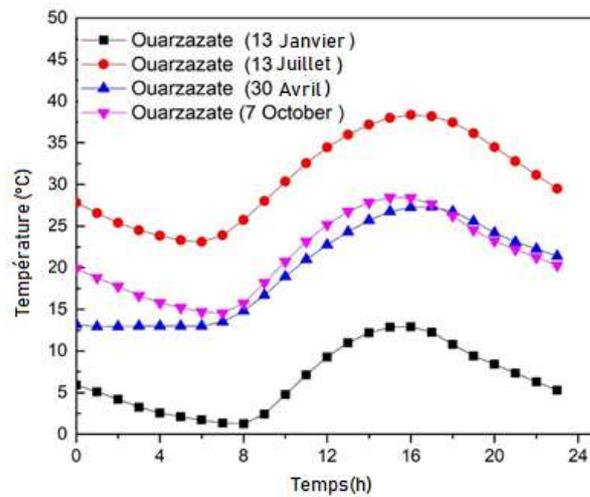


Figure 2.7. La température ambiante durant les jours typiques

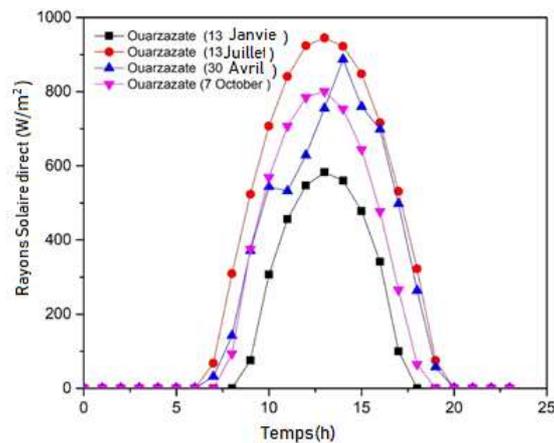


Figure 2.8. Le rayonnement solaire direct durant les jours typiques

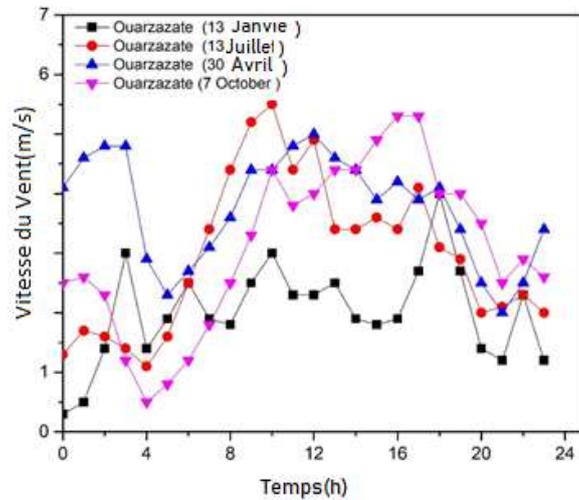


Figure 2.9. La vitesse du vent durant les jours typiques

5.3.1. Variations des différents composants du PTC

Pour les journées typiques sous les conditions climatiques de Ouarzazate, l'évolution temporelle des températures de l'absorbeur et de sortie de fluide du PTC en considérant de l'eau et du nanofluide hybride par différence fraction nanoparticule (0,25 % MWCNT/0,25 % Al₂O₃-eau, et 1,5 % MWCNT/1,5 % Al₂O₃-eau) est présentée sur les figures (2.10, 2.11) .

Pour la journée du 13/10, les figures 10 et 11 montrent que la température de l'absorbeur atteint 372,1 K, 348,9 K et 345,2 K avec de l'eau, le nanofluide hybride (0,25 % MWCNT/0,25 % Al₂O₃-eau) et le nanofluide hybride (1,5 % MWCNT/0,2 % Al₂O₃-eau) respectivement.

Pour la température de sortie du fluide caloporteur, elle atteint un maximum de 323,1, 323,7 K et 324.6K avec l'eau, le nanofluide hybride (0,25 % MWCNT/0,25 % Al₂O₃-eau) et le nanofluide hybride (1,5 % MWCNT/1,5 % Al₂O₃-eau) respectivement.

Pour une journée d'été (13/07), la température de l'absorbeur atteint 442,9 K, 412,9 K et 406,9 K lors de l'utilisation l'eau, le nanofluide hybride (0,25 % MWCNT/0,25 % Al₂O₃-eau) et le nanofluide hybride (1,5 % MWCNT/1,5 % Al₂O₃-eau) respectivement.

Pour la température de sortie du fluide caloporteur, elle atteint un maximum de 370,6 K, 372,1 K, et 373,6 K lors de l'utilisation l'eau, le nanofluide hybride (0,25 % MWCNT/0,25 % Al₂O₃-eau) et le nanofluide hybride (1,5 % MWCNT/1,5 % Al₂O₃-eau) respectivement.

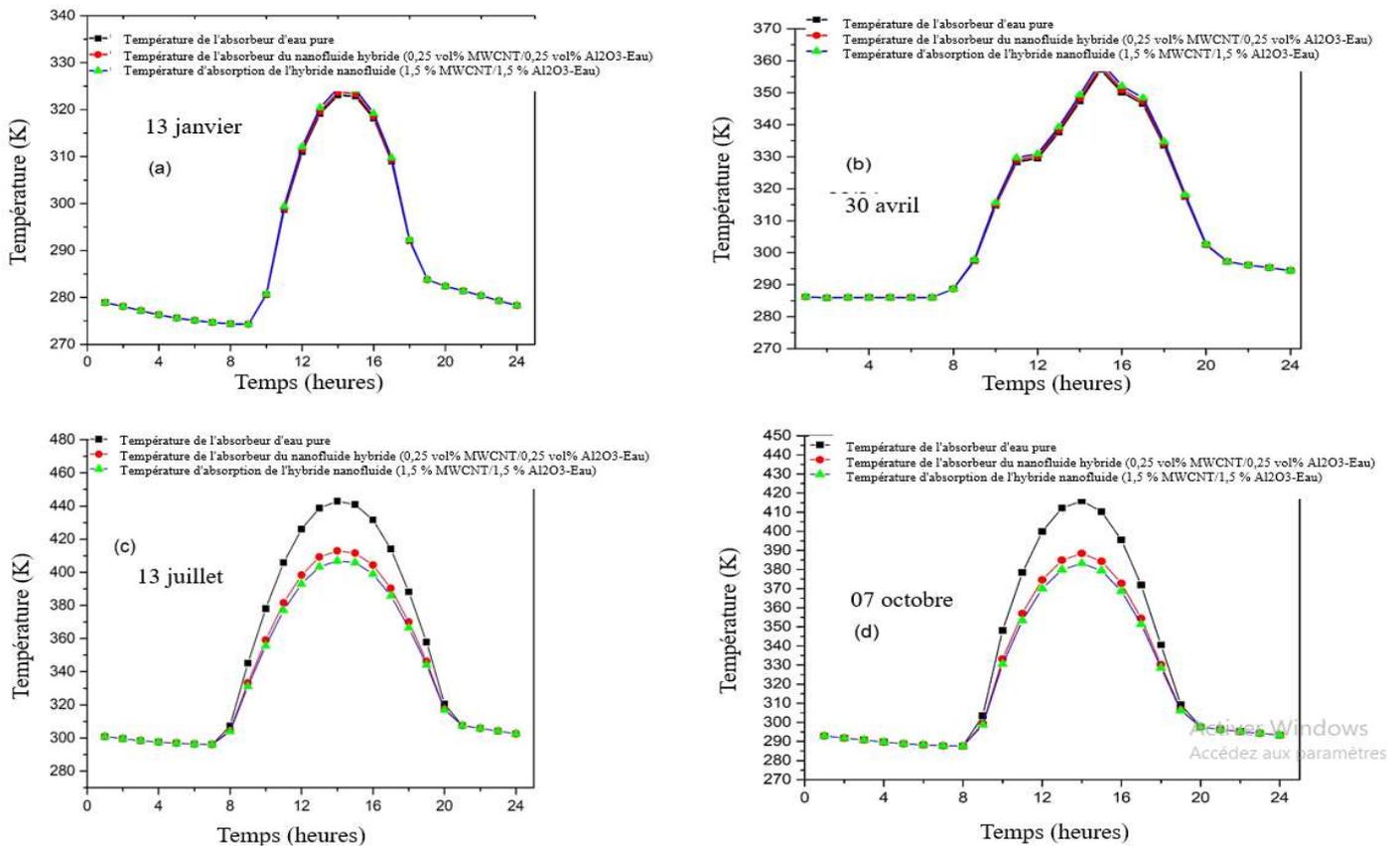


Figure 2- 10: La température du tube absorbeur durant les jours typiques sous les conditions climatiques d'Ouarzazate

L'évolution de la température de sortie de tous les fluides caloporteurs utilisés (l'eau et nanofluide hybride) suit la même allure que celle du rayonnement solaire. Les valeurs les plus élevées enregistrées sont autour de 13h. Elles coïncident avec les valeurs maximales du rayonnement solaire direct absorbé par le PTC. Lorsqu'on utilise le nanofluide hybride (1,5 % MWCNT/1,5 % Al₂O₃-eau) comme un fluide caloporteur, la température de sortie du fluide du PTC est maximale

et celle du l'absorbeur est la plus basse. Ceci valable pour toutes les journées types considérées dans cette étude. Le nanofluid hybride (1,5 % MWCNT/1,5 % Al₂O₃-eau) a le coefficient de transfert de chaleur par convection plus élevé que celui de (0,25 % MWCNT/0,25 % Al₂O₃-eau).

L'augmentation de la concentration en nanoparticules améliore les propriétés thermiques du fluide de refroidissement, telles que sa conductivité thermique, sa densité et sa viscosité dynamique. Cela améliore le transfert de chaleur par convection entre le fluide de refroidissement et la paroi du l'absorbeur, ce qui signifie moins de pertes entre l'absorbeur et le fluide de refroidissement. Par conséquent, un gradient de température plus faible est obtenu.

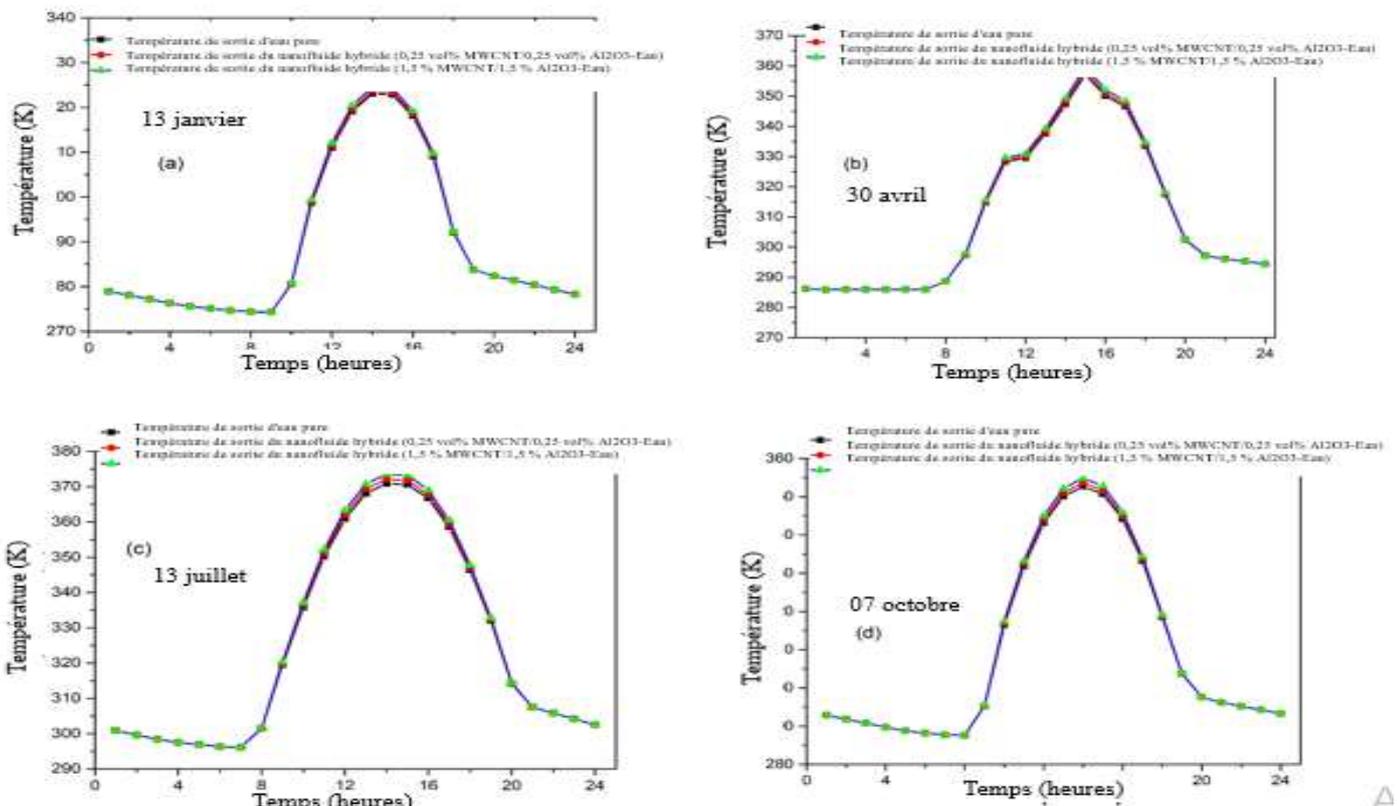


Figure 2.11. La température du fluide de sortie durant les jours typiques sous les conditions climatiques d'Ouarzazate

5.3.2. Chaleur utile et Puissance exergetique

Pour les journées typiques sous les conditions climatiques d'Ouarzazate, les évolutions temporelles de la chaleur utile et de la puissance exergetique sont représentées sur les figures (2.12 et 2.13) pour tous les fluides caloporteurs étudiés.

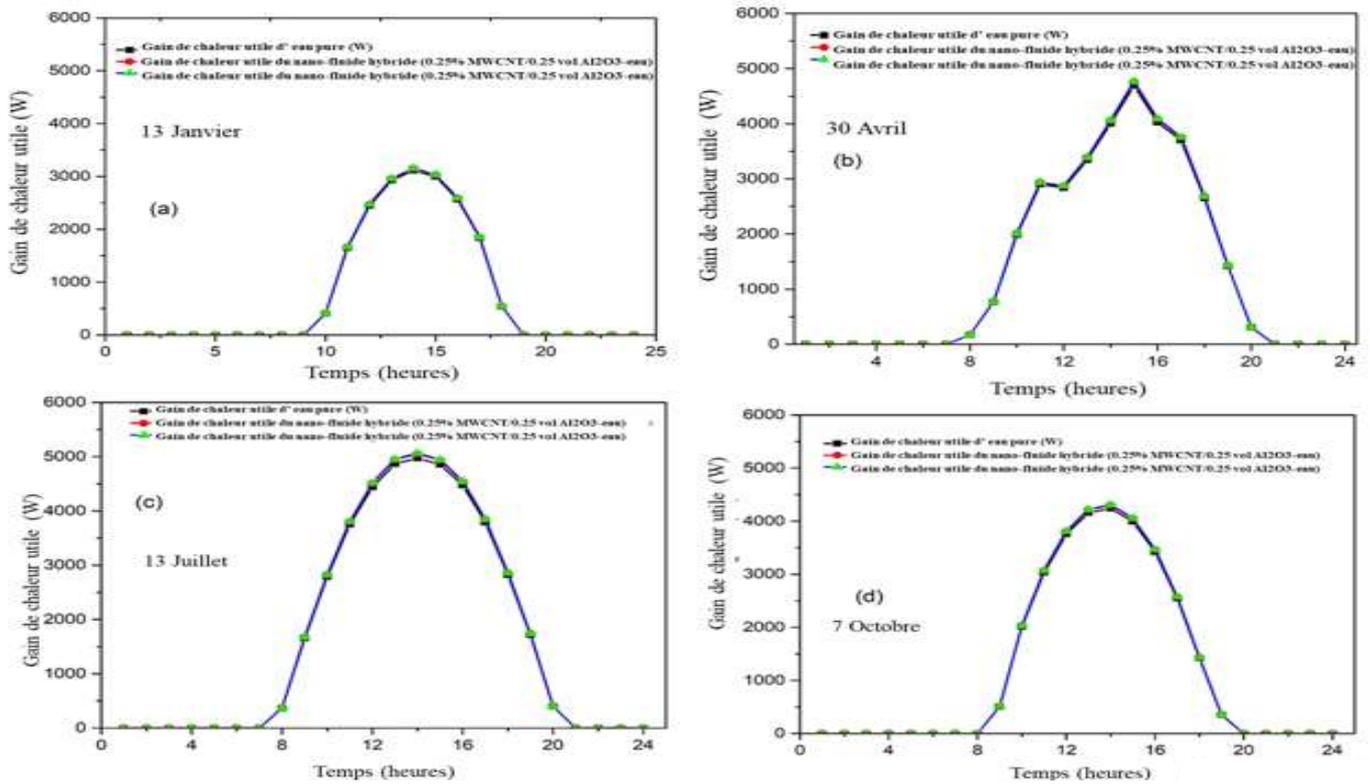


Figure 2.12. Le gain de chaleur utile durant les jours typiques sous les conditions climatiques d'Ouarzazate

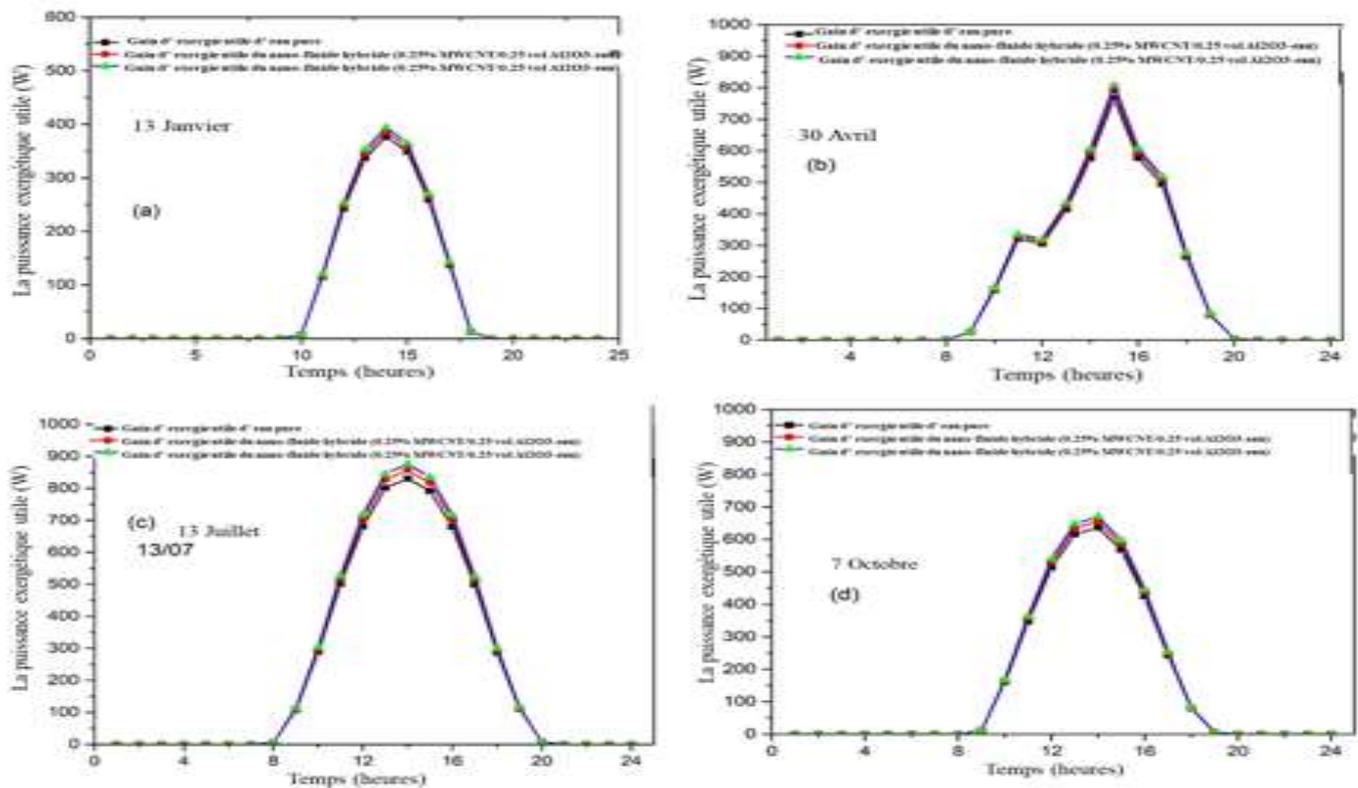


Figure 2.13. Le rendement exergetique durant les jours typiques sous les conditions climatiques d'Ouarzazate

La production d'exergie et le gain de la chaleur utile fournis par le PTC suivent la tendance du rayonnement solaire pour toutes les journées typiques considérées. Les fluides caloporteurs considérés dans cette étude sont l'eau et les nanofluides hybrides (1,5% MWCNT/1,5% Al₂O₃-eau et 0,25% MWCNT/0.25% Al₂O₃-eau) Les énergies utiles et l'exergie produites les plus élevées sont enregistrées entre 13h30 et 13h50 pour les quatre jours choisis. On note que ce temps coïncide avec le pic du rayonnement solaire direct absorbé par le PTC. Lorsque le nanofluide

hybride (1,5% MWCNT/1,5% Al₂O₃-eau) est considéré comme fluide de refroidissement, les productions maximales d'exergie et d'énergie utile sont obtenues. L'augmentation des transferts de chaleur par convection entre le fluide de refroidissement et la paroi du tube absorbant entraîne une diminution du gradient de température entre le fluide et l'absorbeur, ce qui entraîne une température plus élevée de fluide à la sortie. En conséquence une production d'exergie plus élevée et un gain de chaleur utilisable sont fournis par le PTC.

5.3.3 Efficacités thermique et exergetique

Les figures (2.14 et 2.15) présentent l'évolution temporelle des efficacités thermiques et exergetique du PTC. Les fluides de refroidissement utilisés sont l'eau et les nanofluides hybride (0,25 % MWCNT/0,25 % Al₂O₃-eau, et 1,5 % MWCNT/1,5 % Al₂O₃-eau). Les conditions climatiques considérées sont celles d'Ouarzazate en Maroc et pour les quatre jours typiques considérés. Les figures montrent une amélioration de 2.6% et 5.3% de l'efficacité exergetique si on utilise du nanofluide hybride à la place de l'eau. La plus grande efficacité exergetique est atteinte lorsque le nanofluide hybride (1,5 % MWCNT/1,5 % Al₂O₃-eau) est utilisé comme fluide de refroidissement. En effet, l'augmentation des transferts convectifs entre le fluide de refroidissement et la paroi du tube absorbant entraîne une température de fluide de sortie plus élevée. Par conséquent, l'efficacité exergetique du PTC présente une augmentation.

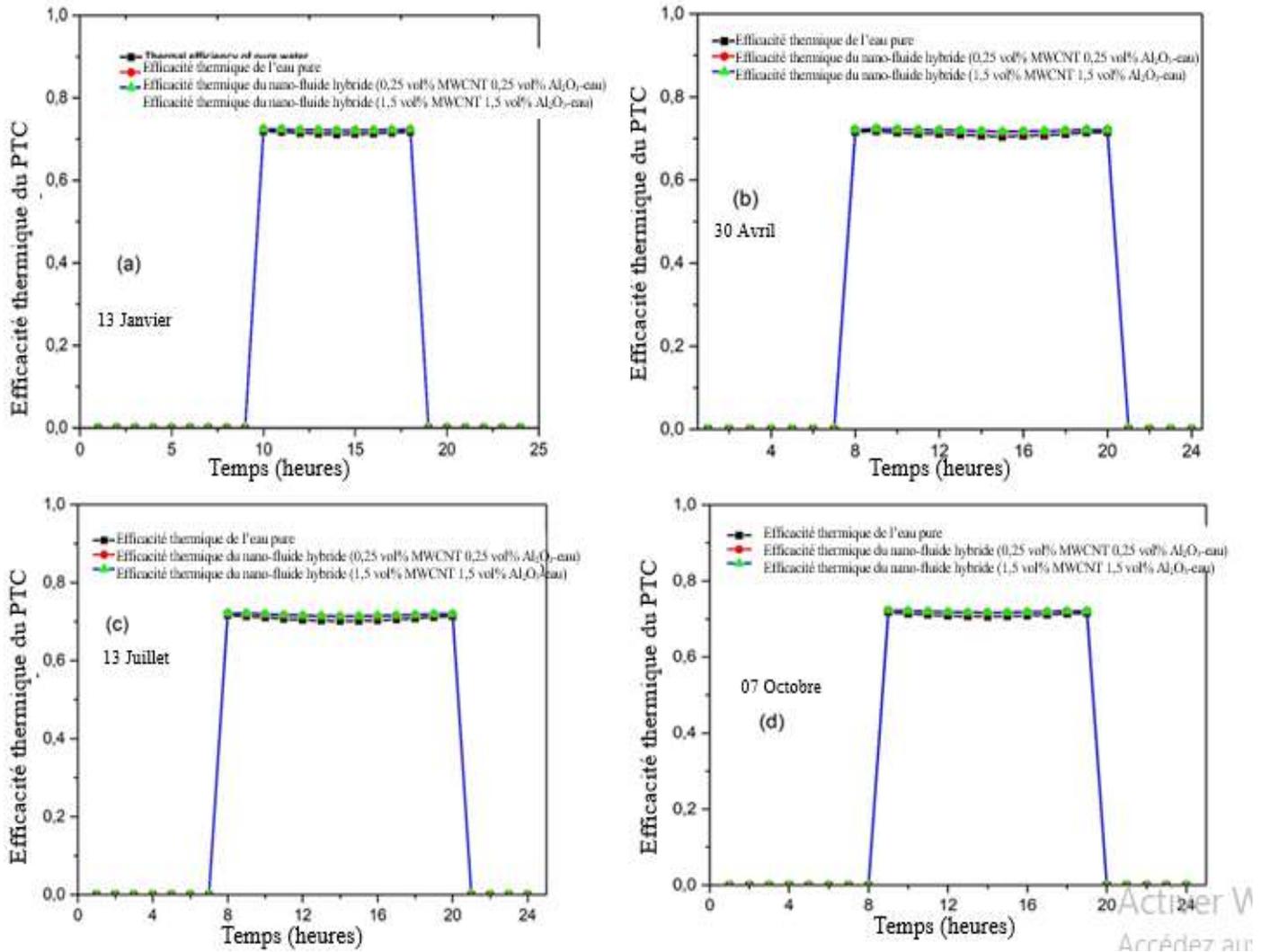


Figure 2- 14: L'efficacité thermique durant les jours typiques sous les conditions climatiques d'Ouarzazate

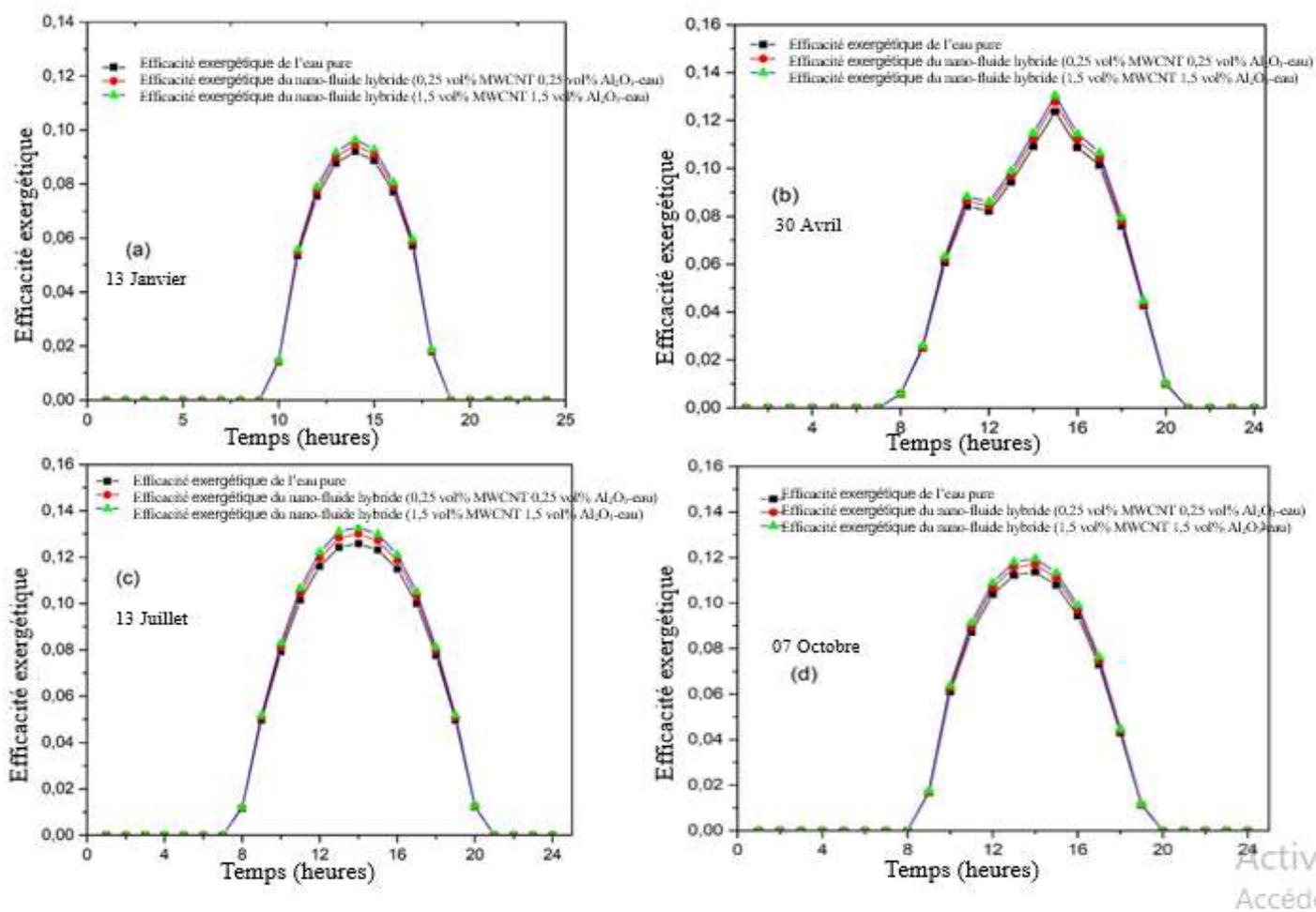


Figure 2- 15: L'efficacité exergetique durant les jours typiques sous les conditions climatiques d'Ouarzazate

5.4. Comparaison des fluides utilisés

Le tableau 2.3 présente une comparaison détaillée du PTC fonctionnant avec les trois types des fluides utilisés dans cette étude (l'eau, le nanofluide hybride (0,25 % MWCNT/0,25 % Al₂O₃-eau) et le nanofluide hybride (1,5 % MWCNT/1,5 % Al₂O₃-eau)). Cette comparaison considère la température de sortie du fluide, la quantité de chaleur utile et l'exergie produite quand le PTC est soumis aux conditions climatiques chaudes et désertiques. La puissance thermique maximale du PTC a augmenté de 1,8 % en utilisant un nanofluide hybride (1,50 % MWCNT/10,50 % Al₂O₃- eau). Cependant, il peut être amélioré en optimisant les paramètres de conception tels que le débit massique, la température de l'eau à l'entrée, la concentration, la taille et les diamètres des nanoparticules.

Tableau 2.3. Principaux résultats trouvés dans cette étude

1 : PCT avec l'eau, 2 : PTC avec nanofluid hybride(0.25%MWCNT/0.25%Al₂O₃-eau), 3 : PTC avec nanofluid hybride (1.5%MWCNT/1.5 % Al₂O₃)

	PTC-1	PTC-2	PTC-3	Principaux résultats
Température de refroidissement en sortie	Journée d'hiver (13/01)			Les températures de sortie maximales du PTC atteintes avec un nanofluid hybride (0,25 % MWCNT/0,25 % Al ₂ O ₃ -eau) et avec un nanofluid hybride (1,50 % MWCNT/1,50 % Al ₂ O ₃ -eau) sont 1. 197 % et 2. 994 % plus élevées qu'avec l'eau, respectivement pour un jour d'hiver.
	1.3 °C à 50.1 °C	1.3 °C à 50.7 °C	1.3 °C à 51.6 °C	
	Journée de printemps (30/04)			Les températures de sortie maximales du PTC atteintes avec un nanofluid hybride (0,25 % MWCNT/0,25 % Al ₂ O ₃ -eau) et avec un nanofluid hybride (1,50 % MWCNT/1,50 % Al ₂ O ₃ -eau) sont 1.3064 % et 2. 9691 % plus élevées qu'avec l'eau, respectivement pour un jour de printemps.
	13 °C à 84.2 °C	13 °C à 85.3 °C	13 °C à 86.7 °C	
	Journée d'été (13/07)			Les températures de sortie maximales du PTC atteintes avec un nanofluid hybride (0,25 % MWCNT/0,25 % Al ₂ O ₃ -eau) et avec un nanofluid hybride (1,50 % MWCNT/1,50 % Al ₂ O ₃ -eau) sont 1.5368 % et 3.0737 % plus élevées qu'avec l'eau, respectivement pour un jour d'été.
	23.1 °C à 97.6 °C	23.1 °C à 99.1 °C	23.1 °C à 100.6 °C	
	Journée d'automne (7 October)			Les températures de sortie maximales du PTC atteintes avec un nanofluid hybride (0,25 % MWCNT/0,25 % Al ₂ O ₃ -eau) et avec un nanofluid hybride (1,50 % MWCNT/1,50 % Al ₂ O ₃ -eau) sont 1.2547 % et 2. 76035 % plus élevées qu'avec l'eau, respectivement pour un jour d'automne.
	14.6 °C à 79.7 °C	14.6 °C à 80.7 °C	14.6 °C à 81.9 °C	

	PTC-1	PTC-2	PTC-3	Principaux résultats
Énergie thermique produite	Jour d'hiver (13/01)			La puissance thermique maximale générée par le PTC avec un nanofluide hybride (0,25 % MWCNT/0,25 % Al ₂ O ₃ -eau) et par le PTC avec un nanofluide hybride (1,50 % MWCNT/1,50 % Al ₂ O ₃ -eau) est de 1,1889 % et 1,34961. % supérieur à celui du PTC avec l'eau, respectivement pour un jour d'hiver.
	3112W	3149W	3154W	
	Jour de printemps (30/04)			La puissance thermique maximale générée par le PTC avec un nanofluide hybride (0,25 % MWCNT/0,25 % Al ₂ O ₃ -eau) et par le PTC avec un nanofluide hybride (1,50 % MWCNT/1,50 % Al ₂ O ₃ -eau) est de 1,51418 % et 1,7701 % supérieur à celui du PTC avec l'eau, respectivement pour un jour de printemps.
	4689W	4760W	4772 W	
	Jour d'été (13/07)			La puissance thermique maximale générée par le PTC avec un nanofluide hybride (0,25 % MWCNT/0,25 % Al ₂ O ₃ -eau) et par le PTC avec un nanofluide hybride (1,50 % MWCNT/1,50 % Al ₂ O ₃ -eau) est de 1,58857 % et 1,87009 % supérieur à celui du PTC avec l'eau, respectivement pour un jour d'été
	4973W	5052W	5066 W	
	Jour d'automne (7 octobre)			La puissance thermique maximale générée par le PTC avec un nanofluide hybride (0,25 % MWCNT/0,25 % Al ₂ O ₃ -eau) et par le PTC avec un nanofluide hybride (1,50 % MWCNT/1,50 % Al ₂ O ₃ -eau) est de 1,414 % et 1,65 % supérieur à celui du PTC avec l'eau, respectivement pour un jour d'automne
	4242 W	4302W	4312W	

	PTC-1	PTC-2	PTC-3	Principaux résultats
Exergy thermique produite	Jour d'hiver (13/01)			La puissance exergetique maximale generée par le PTC avec un nanofluide hybride (0,25 % MWCNT/0,25 % Al ₂ O ₃ -eau) et avec un nanofluide hybride (1,50 % MWCNT/1,50 % Al ₂ O ₃ -eau) est de 2,6043 % et 4,7568. % supérieur à celui du PTC avec l'eau, respectivement, un jour d'hiver.
	376.3 W	386.1W	394.2W	
	Jour de printemps (30/04)			La puissance exergetique maximale generée par le PTC avec un nanofluide hybride (0,25 % MWCNT/0,25 % Al ₂ O ₃ -eau) et avec un nanofluide hybride (1,50 % MWCNT/1,50 % Al ₂ O ₃ -eau) est de 3,9 % et 5,35365 % supérieur à celui du PTC avec l'eau, respectivement, un jour de printemps.
	767.7W	791.7W	808.8 W	
	Jour d'été (13/07)			La puissance exergetique maximale generée par le PTC avec un nanofluide hybride (0,25 % MWCNT/0,25 % Al ₂ O ₃ -eau) et avec un nanofluide hybride (1,50 % MWCNT/1,50 % Al ₂ O ₃ -eau) est de 3,2654 % et 5,5548 % supérieur à celui du PTC avec l'eau, respectivement, un jour d'été.
	829.9 W	857W	876W	
	Jour d'automne (7 October)			La puissance exergetique maximale generée par le PTC avec un nanofluide hybride (0,25 % MWCNT/0,25 % Al ₂ O ₃ -eau) et avec un nanofluide hybride (1,50 % MWCNT/1,50 % Al ₂ O ₃ -eau) est de 2,98 % et 5,21 % supérieur à celui du PTC avec l'eau, respectivement, un jour d'automne.
	636.5 W	655.5W	669.7 W	

5.5. Limites et défis pratiques de l'utilisation du nanofluide hybride dans le PTC

L'utilisation de nanofluides hybrides comme fluide de travail dans un PTC a été testée et étudiée numériquement. Quelques efforts expérimentaux ont été effectués pour évaluer et améliorer la performance du PTC avec les nanofluides hybrides comme fluide de travail durant une journée. Pour évaluer les systèmes solaires hybrides à base de nanofluides à l'échelle commerciale, il est essentiel de mener des études expérimentales réalisables à long terme en termes d'énergie, d'exergie et de performances économiques.

Pour résumé, les nanofluides hybrides offrent des avantages potentiels pour les collecteurs PTC, l'utilisation de MWCNT/Al₂O₃-eau comme fluide de transfert de chaleur augmente l'efficacité et les performances exergétiques de 1,87 % et 5,5 %, respectivement, par rapport au fluide de base (eau). Cependant, leur mise en œuvre en réalité se confronte à plusieurs difficultés et contraintes (telles que l'instabilité et la puissance de pompage élevée) discutées ci-dessous qui doit être bien comprise, résolues et améliorées, tout en focalisant sur la réalisation de leur potentiel pratique [152, 156].

Instabilité : les nanofluides sont plus qu'un simple mélange de particules solides et de fluides. En raison de leur forte activité de surface, les nanoparticules ont tendance à s'agglutiner. Le processus d'agglomération génère une sédimentation de particules et une étanchéité des conduits, réduisant ainsi les propriétés physiques appropriées des nanofluides. En conséquence, la stabilité des nanofluides doit être soigneusement évaluée. La concentration de nanoparticules, les agents dispersants, la viscosité, la quantité de pH, le type de nanoparticules, le diamètre des nanoparticules et le temps d'ultrasonication sont les caractéristiques les plus importantes qui déterminent la stabilité des nanofluides. Le développement d'un nanofluide stable est nécessaire pour optimiser les aspects nanofluidiques. L'agrégation et l'agglomération des nanoparticules augmentent la probabilité de dépôt, entraînant une diminution de la stabilité. Plusieurs approches, telles que l'ajustement du pH de la suspension, l'amélioration des activateurs de surface et

l'utilisation de vibrateurs ultrasoniques, devraient être examinées à l'avenir pour éviter l'agrégation des nanoparticules et établir une combinaison stable.

Exigences de puissance de pompage élevées : un problème critique avec les nanofluides hybrides est l'augmentation inévitable du facteur de friction. En raison du facteur de friction élevé, une puissance de pompage importante est requise, ce qui empêche de bénéficier des avantages d'amélioration de transfert de chaleur des nanofluides hybrides. La viscosité des nanofluides augmente lorsque la concentration des nanoparticules augmente, entraînant une augmentation du facteur de friction. La viscosité est une caractéristique résistive qui génère une contrainte de cisaillement contre la force appliquée au nanofluide. La viscosité est le moteur du transfert de quantité de mouvement entre les couches de nanofluides et elle apparaît lorsque les couches se déplacent. Les forces intermoléculaires sont les responsables. La présence de nanomatériaux dans le fluide de base augmente les forces intermoléculaires, entraînant une augmentation de la viscosité. Les tensioactifs peuvent réduire la viscosité des nanofluides en chargeant négativement les nanoparticules, ce qui les amène à se repousser et augmente le nombre de collisions entre les particules.

6. Conclusions

Un nouveau fluide caloporteur innovant appelé nanofluide hybride combine un fluide de base avec des particules solides de taille nanométrique (nanoparticules) pour améliorer les caractéristiques thermiques du fluide et les performances thermiques du système. Dans ce chapitre, un nanofluide hybride a été utilisé comme fluide de travail pour le PTC sous des conditions climatiques différentes. Cette étude présente une analyse numérique thermo-mathématique complète des collecteurs PTC utilisant des nanofluides hybrides nanotubes de carbone multiparois- oxyde d'aluminium (MWCNT/Al₂O₃). Un solveur d'équations techniques (EES) est utilisé pour calculer les effets des changements de température sur les performances thermodynamiques (énergie, exergie) du capteur solaire dans un environnement désertique chaud. La comparaison des résultats issus du modèle numérique développé à ceux expérimentaux publié dans la littérature montre un bon accord. Les résultats montrent qu'une concentration plus élevée de nanoparticules peut améliorer les performances du PTC, en termes de température de sortie du capteur, d'énergie utile et d'exergie produite. Des valeurs maximales sont atteintes lorsque le nanofluide hybride de

1,5 % MWCNT/1,5 % Al₂O₃-eau est considéré comme un fluide de refroidissement. Un meilleur fonctionnement du PTC est observé pour des journées chaudes plus que celles froides. La production d'énergie et la production d'exergie d'un PTC fonctionnant avec un nanofluide hybride 1,5 % MWCNT/1,5 % Al₂O₃-eau pour un jour d'été sont 5 066 W et 876 W respectivement. Une amélioration de 1,58% et 1,87% pour la puissance thermique maximale produite par le PTC en utilisant un nanofluide hybride (0,25 % MWCNT/0,25 % Al₂O₃-eau) et en utilisant un nanofluide hybride (1,50 % MWCNT/1,50 % Al₂O₃-eau) pour le jour d'été, tandis que ceux du jour d'hiver sont respectivement de 1,18% et 1,34%, par rapport au système PTC typique utilisant l'eau comme fluide de refroidissement.

Chapitre 3 : Etude d'un système de stockage d'énergie thermique utilisant une huile végétale comme fluide de stockage

1. Introduction

Avec un rythme croissant, la demande énergétique mondiale atteindra le 16.6 million de TEP en 2040 ce qui va engendrer non seulement l'épuisement des réserves fossiles mondiales mais aussi l'augmentation de la concentration en CO₂ dans l'atmosphère (400.26 ppm₂₀₁₅) [157,158]. Cette consommation abusive entraîne un changement climatique détruisant l'écosystème de la planète comme le réchauffement climatique. Le secteur du bâtiment est l'un parmi les principaux consommateurs d'énergie vue l'exigence croissante de l'Homme en termes de confort thermique. Il consomme directement environ 36 % de la consommation mondiale totale d'énergie et il est responsable de 40 % des émissions mondiales de dioxyde de carbone (CO₂) [159]. L'Agence internationale de l'énergie (AIE) déclare que la demande énergétique sera supérieure à 4 400 MTEP en 2050 et que les émissions de gaz devraient atteindre 42,4 milliards de tonnes en 2035 dans ce secteur [159].

Afin de réduire cette consommation, le refroidissement solaire utilisant un système de compression thermique est l'une des solutions les plus attractives pour surmonter ce problème. En plus, son couplage avec un système de stockage thermique améliore son efficacité thermique et assure un fonctionnement continu du système. Plusieurs études rencontrées dans la littérature ont mis l'accent sur le système de refroidissement par absorption solaire couplé à un réservoir de stockage thermique. Il semble que le système complet utilisant de l'huile végétale à l'intérieur d'un ballon de stockage thermique pour couvrir les besoins de refroidissement d'une petite villa n'ait pas été pris en compte dans la plupart des études publiées. L'objectif principal de ce travail est d'étudier les performances de stockage thermique de certaines huiles végétales en tant que fluide stocké à l'intérieur du réservoir de stockage thermique et de tester son applicabilité à ce système pour s'affranchir du caractère intermittent du refroidissement par absorption solaire. Pour cela, une modélisation simple du système a été développée pour prédire la température de sortie du fluide caloporteur, la température de l'échangeur chaud, la température de l'échangeur froid et la température du fluide stocké dans le ballon thermique en fonction de temps.

2. Description du système

La figure 3.1 présente le schéma synoptique du système étudié SHC (System Heating and Cooling) qui couvre les besoins énergétiques pour le chauffage, la climatisation et l'eau chaude sanitaire pour une petite villa situé en Algérie. Le système consiste essentiellement d'un PTC, un ballon de stockage thermique, ballon de stockage d'eau chaude sanitaire, échangeur de chaleur et une machine d'absorption à simple effet LiBr/H₂O.

PTC: Nous considérons le même PTC étudié dans le chapitre 2 avec l'huile synthétique Therminol VP-1 utilisé comme fluide caloporteur.

Machine d'absorption à simple effet LiBr/H₂O : Elle se compose de cinq éléments principaux : Générateur, condenseur, évaporateur, absorbeur et échangeur. Le couple utilisé généralement est LiBr/H₂O, l'eau est utilisée comme fluide caloporteur et le bromure de lithium est considéré comme absorbant. Le principe d'absorption est un processus chimique qui est alimenté par une source de chaleur (peut être d'origine solaire) dont la température varie de 70°C à 95°C. Ce type de machine refroidit l'eau jusqu'à 5°C qui est envoyée vers le serpentin de refroidissement de la centrale de traitement d'air.

Système de stockage thermique : Le ballon de stockage thermique étudié consiste principalement à un réservoir de stockage thermique fermé rempli d'huile végétale. Il est équipé de deux échangeurs de chaleur chaude et froide. Ce type d'échangeur assure une surface d'échange maximale avec le fluide stocké.

Ballon d'eau chaud sanitaire : Le ballon d'eau chaud sanitaire est équipé d'un échangeur thermique simple. Un débit massique entrant et sortant du réservoir pour répondre aux besoins en eau chaude sanitaire du local.

Fonctionnement du système: Le réflecteur du PTC concentre les rayons solaires directs sur l'absorbeur pour chauffer le fluide caloporteur. Le fluide chauffé est envoyé vers un échangeur de chaleur situé dans le ballon de stockage thermique pour céder sa chaleur vers le fluide de stockage. Si à la sortie de l'échangeur, la température du fluide est suffisamment élevée, il traverse un autre échangeur thermique situé dans un ballon d'eau chaude sanitaire (ECS) puis retourne vers l'absorbeur du PTC. Si la température du fluide à la sortie du PTC est inférieure à celle du ballon

de stockage thermique, il est acheminé directement, via un by-pass, vers le ballon ECS. Si la température du fluide de sortie du PTC est inférieure à la température en haut du ballon de stockage thermique et du ballon ECS alors toutes les vannes seront fermer et la pompe 1 s'arrête. L'énergie stockée dans le ballon de stockage thermique est utilisée pour alimenter le générateur de la machine à absorption à simple effet via un échangeur de chaleur. Si l'énergie stockée est insuffisante pour alimenter la machine à absorption, un appoint électrique sera déclenché. Lorsque la température ambiante est inférieure à 300 K, les pompes 2 et 3 sont arrêtées.

Dans ce chapitre nous nous limitons uniquement au stockage de l'énergie produite par le PTC dans le ballon de stockage thermique.

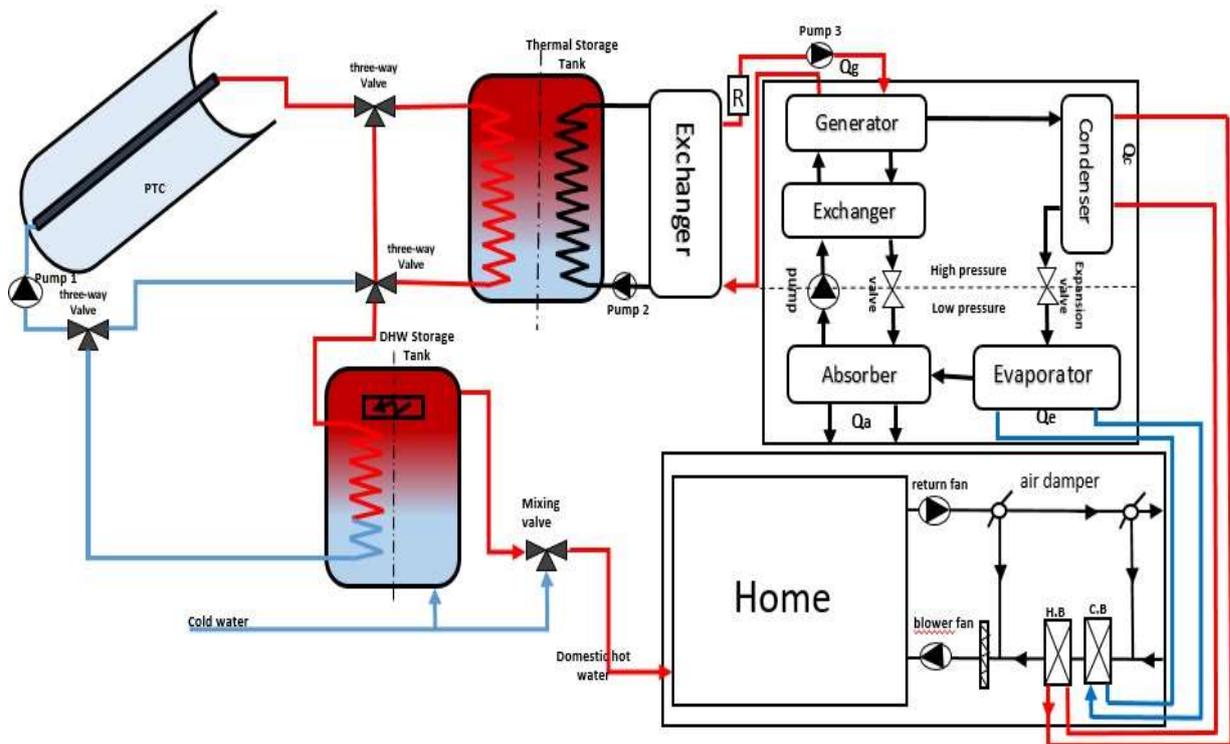


Figure 3.1. Schéma synoptique du système SHC

3. Modèle mathématique

3.1. Modélisation du système de stockage thermique

Pour simuler le ballon de stockage thermique présenté dans la figure 3.2, nous l'avons subdivisé en N nœuds de volumes égaux. La température de de chaque volume est supposée uniforme.

Le profil de température de fluide stockée et de fluide dans les échangeurs de chaleur chaud et froid peut être décrit par un ensemble d'équations de transfert de chaleur en régime transitoire et en 1D. Les équations sont dérivées en effectuant un bilan énergétique du ballon de stockage thermique.

Pour simplifier le modèle, plusieurs hypothèses sont considérées :

- Le fluide à l'intérieur du réservoir de stockage est stratifié,
- Le fluide est incompressible et l'écoulement est unidirectionnel,
- La variation de température dans la direction radiale est négligée,
- Le fluide ne change pas de phase durant le processus de stockage.
- L'écoulement de fluide dans l'échangeur de chaleur est pleinement développé.

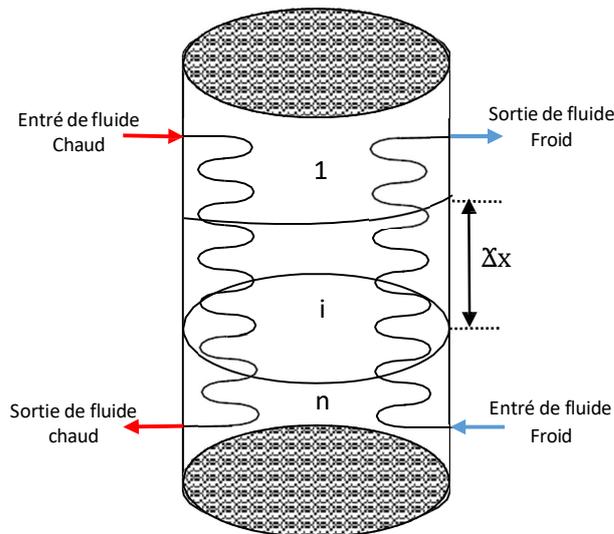


Figure 3.2. Schéma du réservoir de stockage stratifié

L'équation du bilan énergétique pour le fluide stocké est

$$\rho c_p \frac{dT_s}{dt} = \text{div}(\lambda \text{grad} T_s) + UA_h(T_h - T_s) + UA_c(T_c - T_s) + UA_{\text{loss}}(T_\infty - T_s) \quad (3.1)$$

Pour un nœud générique "i", il est exprimé comme suit :

$$m_{s,i}c_p \frac{dT_{s,i}}{dt} = \gamma UA_h (T_{h,i} - T_{s,i}) + \frac{KA_c (T_{s,i-1} - T_{s,i})}{\Delta y} + \frac{KA_c (T_{s,i+1} - T_{s,i})}{\Delta y} + \gamma UA_c (T_{c,i} - T_{s,i}) + UA_{loss} (T_{\infty} - T_{s,i}) \quad (3.2)$$

Avec les conditions aux limites:

Pour $i=1$; $T_{h,1}$ = Température de sortie du capteur cylindro-parabolique

$T_{c,1}$ = Température de sortie de l'échangeur de chaleur

Pour le fluide caloporteur à l'intérieur des échangeurs de chaleur, les équations représentant le bilan énergétique dans la tranche de l'échangeur se trouvant dans la couche "i" sont données par :

$$m_{h,i} c_{p,h} \frac{dT_{h,i}}{dt} = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i-1} - T_{h,i}) - \Upsilon U A_h (T_{h,i} - T_{s,i}) \quad (3.3)$$

$$m_{c,i} c_{p,c} \frac{dT_{c,i}}{dt} = -\dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,i} - T_{c,i+1}) + \Upsilon U A_c (T_{c,i} - T_{s,i}) \quad (3.4)$$

Avec Υ est un nouveau paramètre introduit pour tenir en compte de la variabilité des emplacements d'entrée et de sortie de l'échangeur de chaleur (c'est-à-dire les cas où les serpentins de l'échangeur de chaleur ne s'étendent pas sur toute la longueur du réservoir). Comme l'échangeur de chaleur et le fluide stockée sont proportionnels à la surface de l'échangeur de chaleur est incorporée en multipliant le coefficient de l'échangeur de chaleur correspondant ($U A_h$ ou $U A_c$) par le facteur Υ .

Le facteur Υ est calculé comme suit :

$$\Upsilon = \frac{s}{\frac{L_{coil}}{N}} = \frac{a}{\chi x} \quad (3.5)$$

Avec :

S : Longueur de l'échangeur de chaleur local à chaque un nœud.

L_{coil} : Longueur totale de l'échangeur de chaleur.

a : Hauteur verticale couverte par l'échangeur de chaleur dans un nœud.

χx : Epaisseur du nœud.

N : Nombre de bobinage dans l'échangeur de chaleur, $N = \frac{L_{coil}}{\sqrt{(\pi D_{coil})^2 + p^2}}$

Les coefficients de transfert thermique entre le fluide stocké et celui dans les échangeurs de chaleur peuvent être déterminés en considérant les résistances thermiques correspondantes :

[160]

$$UA_h = \frac{1}{\frac{1}{h_{h,i}A_i} + \frac{\ln \frac{d_o}{d_i}}{2\pi k_{HX}\Delta x} + \frac{1}{h_{h,o}A_o}} \quad (3.6)$$

$$UA_c = \frac{1}{\frac{1}{h_{c,i}A_i} + \frac{\ln \frac{d_o}{d_i}}{2\pi k_{HX}\Delta x} + \frac{1}{h_{c,o}A_o}} \quad (3.7)$$

Le coefficient global de perte de chaleur entre le réservoir et son environnement est exprimé comme suit : [160]

$$UA_{loss} = \frac{1}{\ln \frac{R_0 + d_{ins}}{R_0} * \frac{1}{2\pi k_{mat}\Delta x} + \frac{1}{h_{amb}A_o}} \quad (3.8)$$

Le coefficient de transfert de chaleur par convection h_i peut être calculé à partir du nombre de Nusselt. Pour un écoulement turbulent pleinement développé, le nombre de Nusselt peut être exprimé en utilisant la corrélation de Pethukov. Cette corrélation est valable pour un fluide ayant de nombre du Prandtl entre $0.55 < Pr < 2000$. [160]

$$Nu_D = \frac{Pr Re_D \left(\frac{f_1}{8}\right)}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f_1}{8}\right)^{0.5} (Pr^{0.667} - 1)} \quad (3.9)$$

Le facteur de la friction f dans l'équation (3.8) est déterminé par la correction du Ito : [160]

$$f = 0.304 Re_D^{-0.25} + 0.029 \delta^{0.5} \quad (3.10)$$

La corrélation de Ito est valable pour $0.034 \leq \delta \leq 300$ avec $\delta = \frac{d_i}{D_{\omega oil}}$

Le coefficient de transfert de chaleur convectif externe h_o est obtenu en considérant une convection naturelle à la surface externe de l'échangeur de chaleur. Le nombre de Nusselt correspondant est déterminé en utilisant la corrélation suggérée par Ali :

$$Nu_L = 0.106Ra_L^{0.335} \quad (3.11)$$

Dont le domaine de validité correspond à des nombres de Rayleigh compris entre $2.10^{12} \leq Ra_L \leq 8.10^{14}$ avec Rayleigh s'exprime comme suit : [160,161]

$$Ra_L = \frac{g\beta(T-T_a)L^3}{\alpha\nu} \quad (3.12)$$

L'énergie stockée E_{st} et la chaleur restituée du ballon à travers l'échangeur froid $Q_{heat,c}$ peuvent être calculées comme suit :

$$E_{st} = m_s C_p (T_{s,t+1} - T_{s,t}) \quad (3.13)$$

$$Q_{heat,c} = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,1} - T_{c,N}) \quad (3.14)$$

Le volume et la hauteur du ballon sont deux grandeurs importantes qui doivent être calculés suivant les besoins énergétiques du local. Le volume d'un ballon est directement lié à sa hauteur. Deux formules sont présentées pour calculer la hauteur du ballon ; elle dépendant du volume du réservoir. N. Jabbour [159] a déterminé une relation entre la hauteur et le volume du ballon pour un volume inférieur à 0.6 m^3 (équation 3.14).

$$H_{bln} = 1.737 * V_{bln} + 1.014 \quad (3.15)$$

Pour les volumes supérieur à 0.6 m^3 la relation est adaptée par l'AIE [162].

$$H_{bln} = \max(\min(2.2, (1.78 + 0.39 \ln(V_{bln}))), 1.25) \quad (3.16)$$

Avec V_{bln} est le volume du ballon thermique de stockage (m^3) et H_{bln} est la hauteur du ballon (m)

3.2. Modélisation du ballon d'eau chaud sanitaire

Par une simple analogie avec le système de stockage thermique, le ballon ECS est divisé en N

Pour calculer les besoins énergétiques en eau chaud sanitaire dans le secteur résidentiel, il faut savoir le nombre de pièces et nombre de personnes occupant le logement. L'équation (3.17) présente le besoin énergétique en ECS:

$$B_{ECS} = \sum 1.16V_{ECS}\Delta T I_p \quad (3.18)$$

B_{ECS} : La consommation totale du logement en ECS (Wh)

V_{ECS} : Volume d'ECS (litre)

ΔT : La différence entre les températures d'entrée et de sortie de l'eau (°C)

I_p : Nombre de personnes occupant le logement

Le volume d'eau chaud sanitaire est calculé comme suit :

$$V_{ECS} = C_{ECS-P} * R_{m-cons} \quad (3.19)$$

Avec :

C_{ECS-P} : consommation d'ECS par nombre de pièces du logement (Tableau 3.1)

R_{m-cons} : Répartition mensuelle des consommations d'ECS (Tableau 3.2)

Tableau 3.1. Consommation d'ECS par nombre de pièces du logement [162]

Nombre de pièces du logement	1	2	3	4	5
Consommation (litre/jour) à 60°C	40	55	75	95	125

Tableau 3.2. Répartition mensuelle des consommations d'ECS (Source EDF : eau chaud électrique Résidentiel et Tertiaire, Mars 1987)

Mois	Janvier	février	mars	avril	mai	juin	juillet	août	Septembre	Octobre	Novembre	Décembre
Taux de répartition mensuelle	1.25	1.2	1.1	1.05	1.0	0.8	0.5	0.6	0.9	1.05	1.15	1.4

3.3. Modélisation du capteur solaire

Pour modéliser le comportement du capteur cylindro-parabolique, nous avons adopté le même modèle développé dans le chapitre II.

4. Solution Numérique :

Afin d'étudier le comportement du système SHC, un code numérique a été développé en utilisant le code de calcul FORTRAN. La méthode de volume finie a été adoptée pour discrétiser les équations régissant les transferts dans le système étudiées. La simulation numérique réalisée a permis de déterminer l'évolution temporelle et spatiale de la température du fluide à l'intérieur du réservoir de stockage ainsi que de celle dans les deux échangeurs de chaleur. Les températures de l'absorbeur, de l'enveloppe en verre et du fluide caloporteur dans le PTC sont aussi calculées.

Le ballon de stockage thermique et le ballon ECS, de forme cylindrique et à volume constant, sont modélisés numériquement. Ils ont été subdivisés en N nœuds de volume égal et de température uniforme selon le rayon. De l'huile synthétique a été utilisée comme fluide de refroidissement dans l'absorbeur et dans les échangeurs de chaleur. L'huile végétale servait de fluide de stockage dans le réservoir thermique tandis que l'eau était utilisée dans l'autre réservoir d'ECS. La convergence est supposée atteinte lorsque le résiduel calculé EP est inférieur à 10^{-6} . Celui-ci est calculé comme suit :

$$EP = \frac{T(i) - T_{arb}(i)}{T(i)} \quad (3.20)$$

Pour résoudre le système d'équations résultant, l'algorithme représenté sur la (Figure 3.4) est considéré.

Le pas de temps Δt , la distance Δx et la distance intermodale Δy sont respectivement de 1s, 1mm et 0,362m. Ces valeurs sont fixées après une étude de sensibilité de résultats.

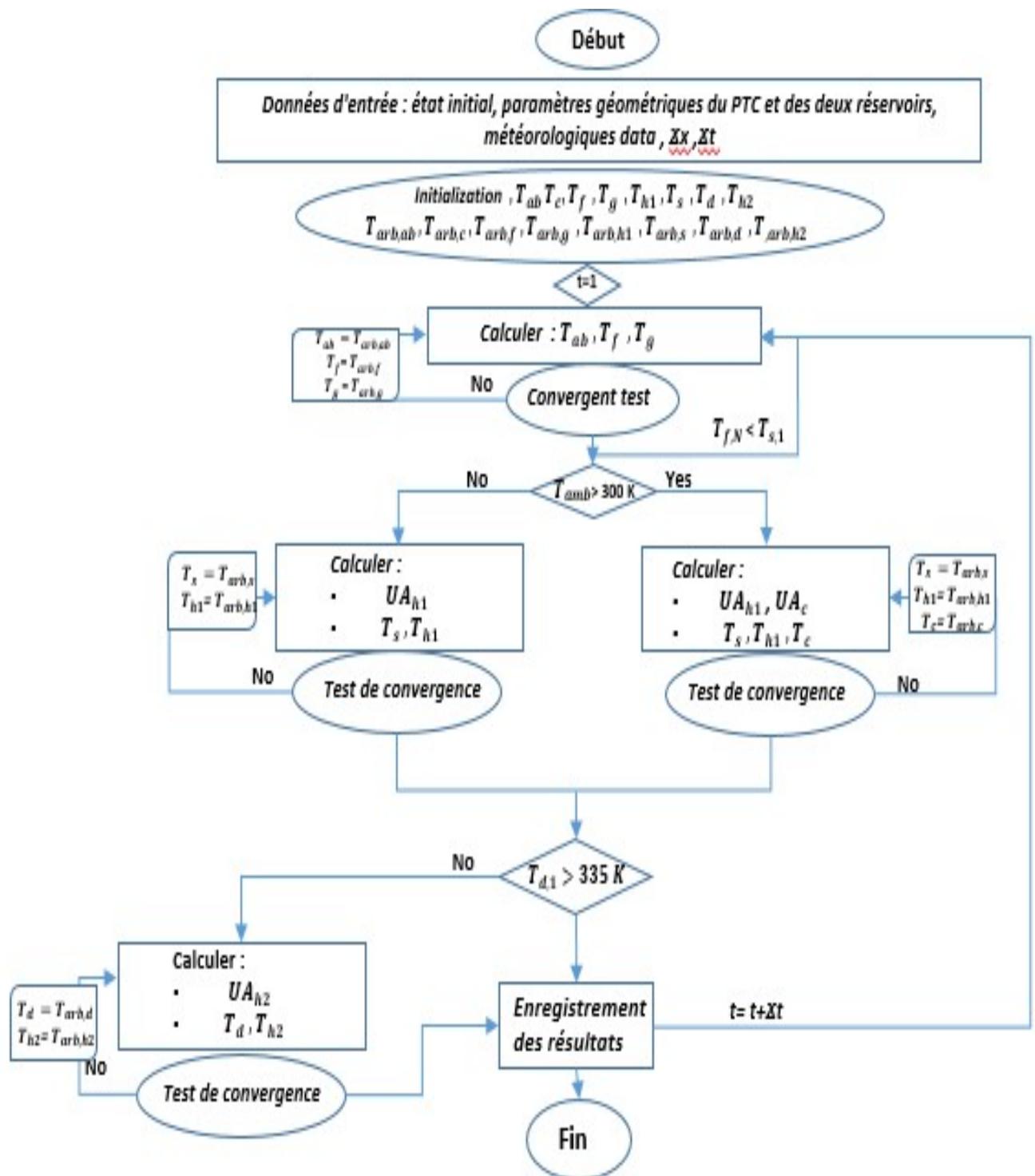


Figure 3.4. Organigramme de calcul de simulation du système SHC

5. Modèle de validation :

Le code développé est utilisé pour étudier numériquement le SHC. Il est composé de deux éléments majeurs : le PTC et le ballon de stockage thermique. Nous validons chaque composant séparément. La première validation consiste à comparer la température de sortie du fluide caloporteur avec la solution numérique de simulation trouvée par A. Allouhi et al. [163]. Ils ont été simulé sous le climat d'Amman avec les mêmes spécifications que le prototype PTC. Le fluide de travail est de l'eau et le débit massique est de 0,2 kg/s. La figure 3.5 montre que les résultats du modèle développé présentent un bon accord avec d' Allouhi et al.

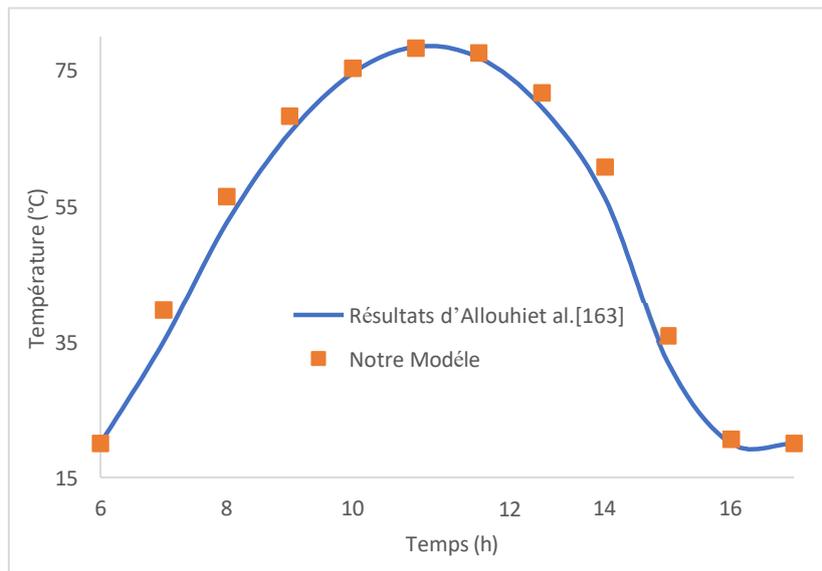


Figure 3.5. Température de sortie du fluide – Comparaison avec le modèle de validation

La deuxième validation, représentée aux figures 3.6, 3.7 et 3.8, est relative au système de stockage. Cette validation a été réalisée en comparant les températures numériques entrée/sortie échangeur et celle de fluide de stockage obtenues avec les données expérimentales issues des travaux d'Angrisani et al. [164]. Pour cela, nous avons utilisé les mêmes conditions et les mêmes spécifications que celles du dispositif expérimental utilisé par Angrisani et al. Un bon accord est obtenu avec une erreur relative entre le nœud supérieur et le nœud inférieur de respectivement 2,8% et 1,8%.

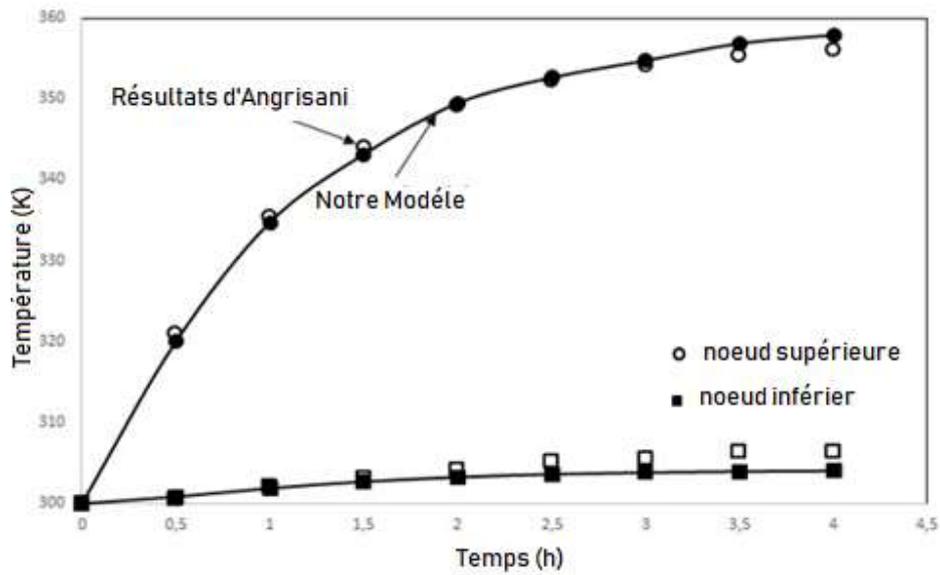


Figure 3.6. Profil de température de l'eau lors d'un échange thermique froid - comparaison avec les résultats d'Angrisani

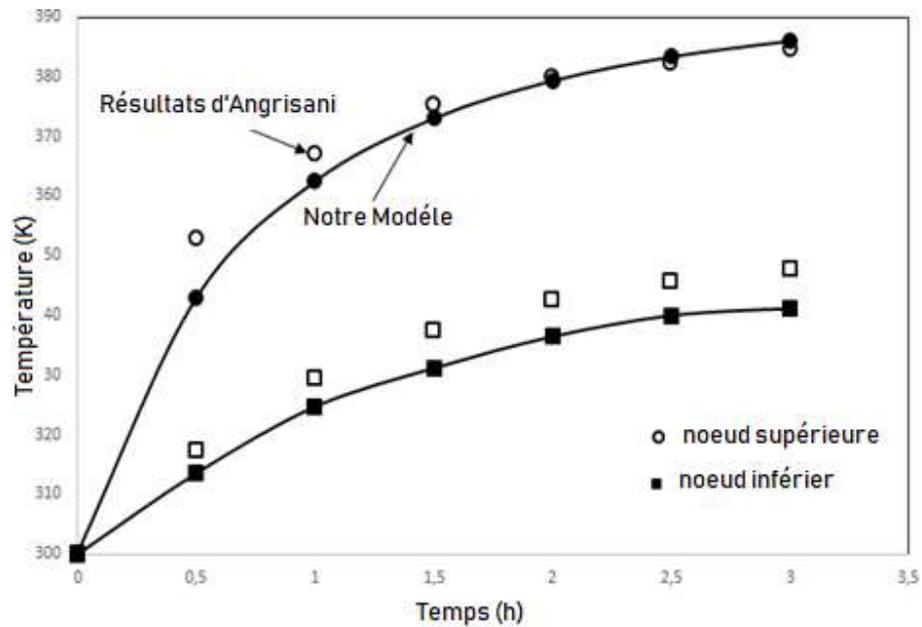


Figure 3.7. Profil de température de l'eau stockée - comparaison avec les résultats expérimentaux d'Angrisani

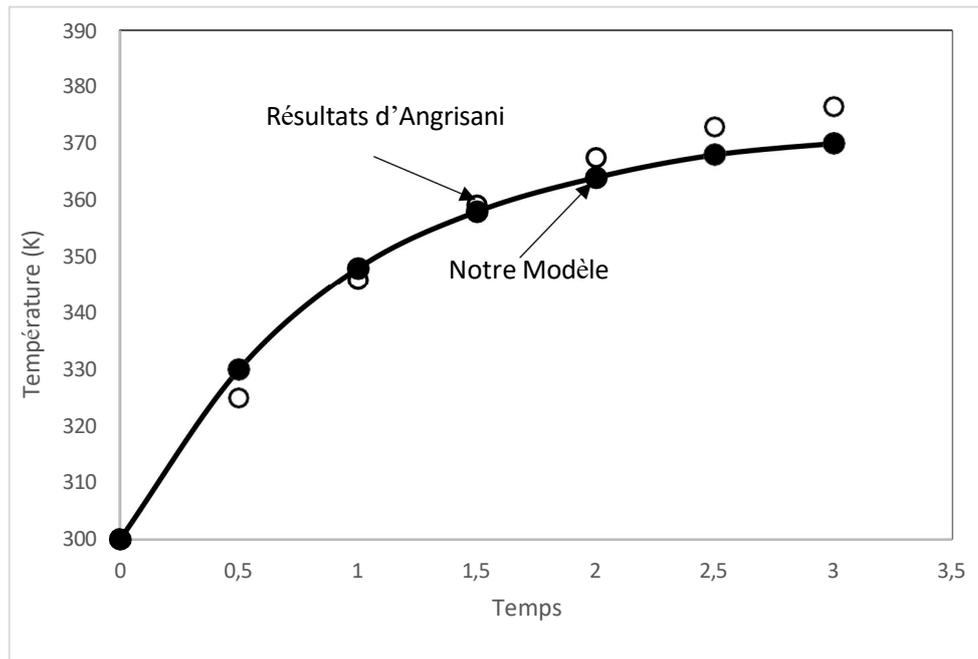


Figure 3.8. Température de l'eau en sortie d'échangeur froid - comparaison avec les résultats expérimentaux d'Angrisani

6. Résultats et discussion

Cette section présente les résultats de la simulation numérique des performances du système SHC proposé (simulation pour le PTC et système de stockage thermique). L'évaluation du comportement thermique de ce système est réalisée en considérant les besoins énergétiques d'un bâtiment soumis aux conditions climatiques de la région Ourgla en Algérie.

Les spécifications du réservoir de stockage considérées dans la simulation sont rapportées dans le tableau 3.3. Les données météorologiques ont été générées à l'aide de la base de données METEONORM. La figure 3.9 montre les valeurs mensuelles du rayonnement solaire direct (DNI) pour le climat d'Ourgla. Cette région présente une radiation solaire abondante tout au long de l'année.

Tableau 3.3. La spécification des échangeurs de chaleur [158]

Paramètres	Valeur
conductivité du matériel	30 W/mK
pas de bobine	36.2 mm
diamètre de bobine	0.49 m
diamètre intérieur du tube	21.6 mm
diamètre extérieur du tube	26.9 mm
longueur de la bobine	1.53 m

Tableau 3.4: Propriétés thermo physiques de l'huiles végétales & therminol VP-1 [165,166]

Colza	$Cp(T) = 1.621 * 10^{-6} * T^4 - 8.735 * 10^{-4} * T^3 + 14.933 * 10^{-2} * T^2 - 5.976 * T + 2098.5$ $\lambda(T) = 2 * 10^{-7} * T^2 - 1.714 * 10^{-4} * T + 0.169$ $\rho(T) = 928.19 - 0.6691 * T$
Jatropha	$Cp(T) = 2.262 * 10^{-6} * T^4 - 10.423 * 10^{-4} * T^3 + 12.947 * 10^{-2} * T^2 - 0.441 * T + 1960.8$ $\lambda(T) = 2.8 * 10^{-7} * T^2 - 2.258 * 10^{-4} * T + 0.1736$ $\rho(T) = 933.47 - 0.7392 * T$
Tournesol	$Cp(T) = 0.760 * 10^{-6} * T^4 - 3.310 * 10^{-4} * T^3 + 4.147 * 10^{-2} * T^2 - 1.2 * T + 1950.6$ $\lambda(T) = 3.5 * 10^{-7} * T^2 - 2.232 * 10^{-4} * T + 0.1706$ $\rho(T) = 925.98 - 0.6081 * T$
Soja	$Cp(T) = 0.807 * 10^{-6} * T^4 - 3.705 * 10^{-4} * T^3 + 5.491 * 10^{-2} * T^2 - 0.409 * T + 1966.4$ $\lambda(T) = 0.92 * 10^{-7} * T^2 - 1.563 * 10^{-4} * T + 0.702$ $\rho(T) = 929.77 - 0.5917 * T$
Coton	$Cp(T) = 1.373 * 10^{-6} * T^4 - 7.924 * 10^{-4} * T^3 + 14.06 * 10^{-2} * T^2 - 5.443 * T + 2118.6$ $\lambda(T) = 1.06 * 10^{-7} * T^2 - 1.629 * 10^{-4} * T + 0.1702$ $\rho(T) = 926.36 - 0.6607 * T$
Therminol VP-1	$Cp(T) = 4.394 * 10^{-8} * T^4 - 7.76633 * 10^{-5} * T^3 + 0.049862 * T^2 - 11.017 * T + 2125$ $\lambda(T) = -2.3793 * 10^{-6} * T^3 + 2.737 * 10^{-3} * T^2 - 1.8711 * T + 1438.6$ $\rho(T) = 1.0614 * 10^{-11} * T^3 - 1.9367 * 10^{-7} * T^2 + 2.0353 * 10^{-5} * T + 0.14644$

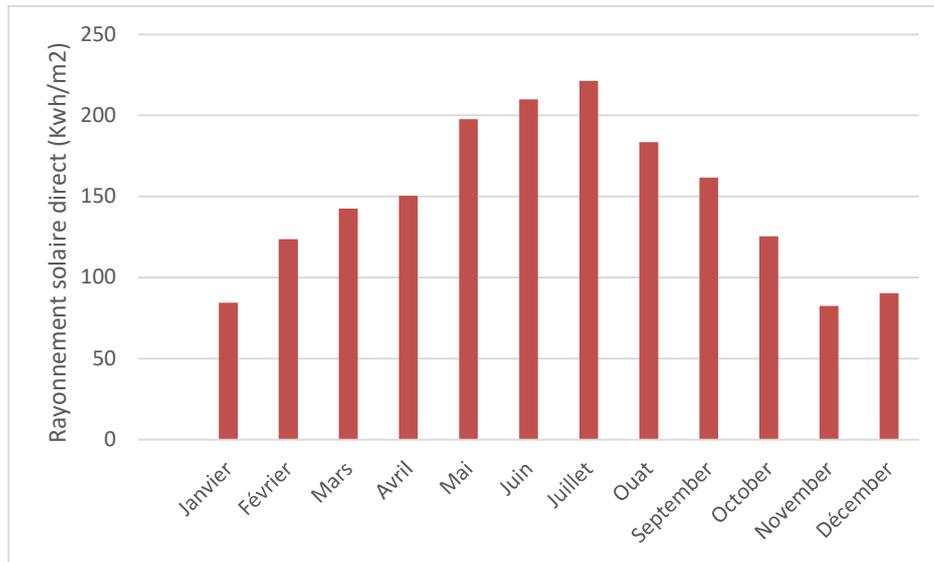


Figure 3.9. Les données mensuelles moyennes du rayonnement solaire direct (Ourgla, Algeria)

L'étude du système a porté sur trois mois (juin, juillet et août). Un pas de temps de 1 seconde a été considéré dans notre calcul. Les températures initiales dans l'absorbeur, le réservoir et les deux échangeurs sont considérées à 293,15 K. Le pas spatial de Δx est choisi suite à une étude de sensibilité des résultats à ce pas. Pour l'absorbeur et le réservoir de stockage, Δx sont choisis respectivement à 0,01 m et 0,0362 m.

Le therminol VP-1 a été utilisé comme un fluide caloporteur dans l'absorbeur et dans les échangeurs de chaleur avec un débit égal à 0,2 kg/s. Nous avons utilisé 5 types d'huiles végétales différentes dans le réservoir de stockage (colza, jatropha, tournesol, soja et coton). Ces huiles thermiques considérées sont très stables et conçues pour un fonctionnement en phase liquide à haute température. Ils ont également une bonne stabilité thermique dans le domaine d'application et ne sont pas corrosifs pour les matériaux de construction. Les propriétés du therminol VP-1 et des cinq autres types d'huiles végétales sont résumées dans le tableau 3.4. La variation de ces propriétés physiques avec la température de travail est présentée dans la figure 3.10.

Une comparaison entre l'énergie stockée de chaque type d'huile végétale est effectuée pour choisir la meilleure huile qui possède l'énergie stockée la plus élevée. Cette comparaison est faite pour une journée d'été (21 juin). Les résultats sont présentés dans la figure 3.11. L'huile de Jatropha a la capacité de stockage la plus élevée (128 kWh) en raison de sa capacité thermique élevée par rapport aux autres huiles. Tandis que le Tournesol a la capacité énergétique thermique la plus faible

117 kWh.

La figure 3.12 décrit les profils de température de l'huile végétale (Jatropha) à différentes positions dans le réservoir de stockage pour une journée d'été (21 juin). Elle montre que les profils de température atteignent des valeurs stables après 12 heures de fonctionnement. La différence entre le nœud supérieur et le nœud inférieur est de 52 K, ce qui indique que le réservoir est bien stratifié

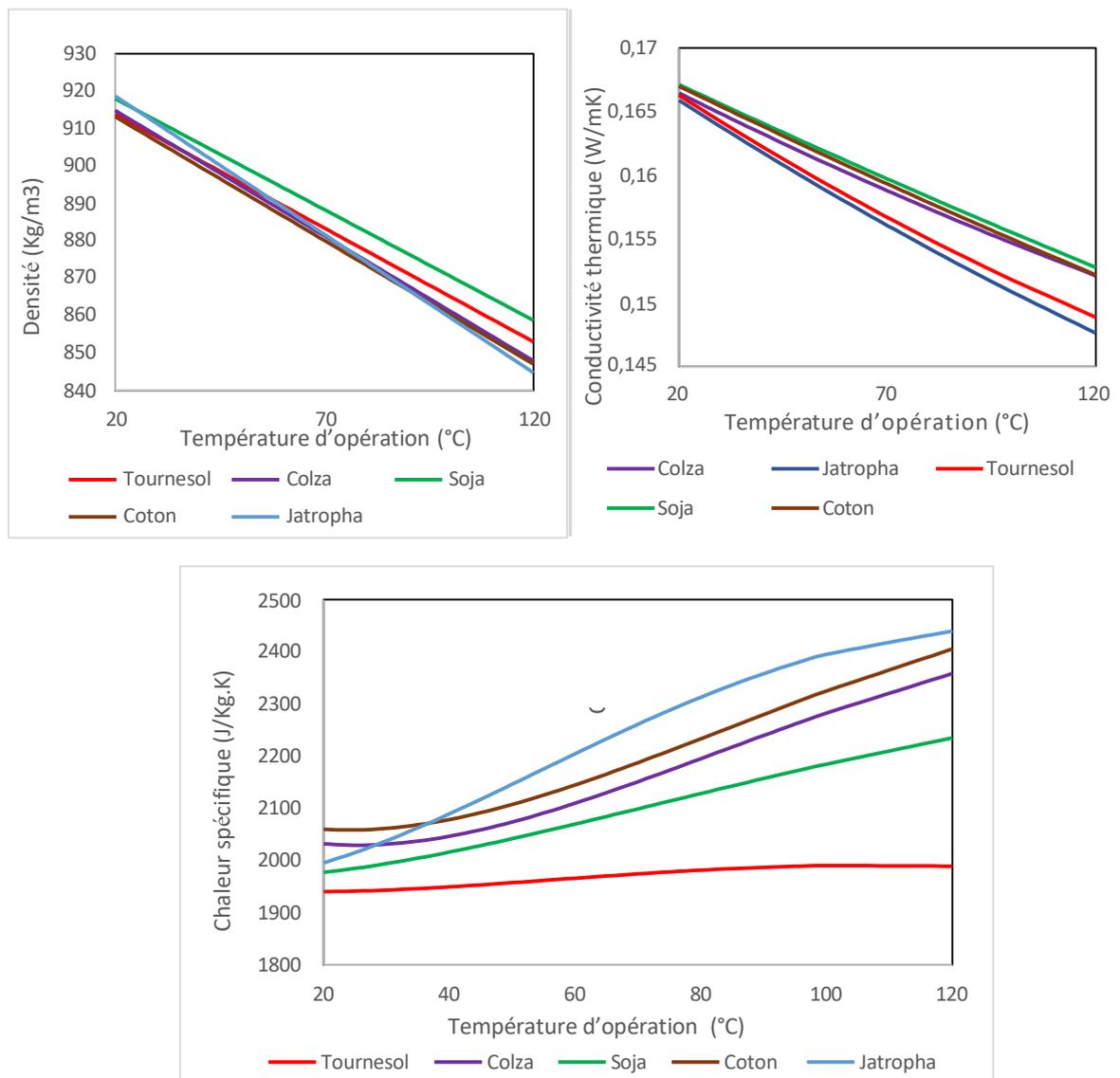


Figure 3.10. Propriétés des fluides avec température de fonctionnement

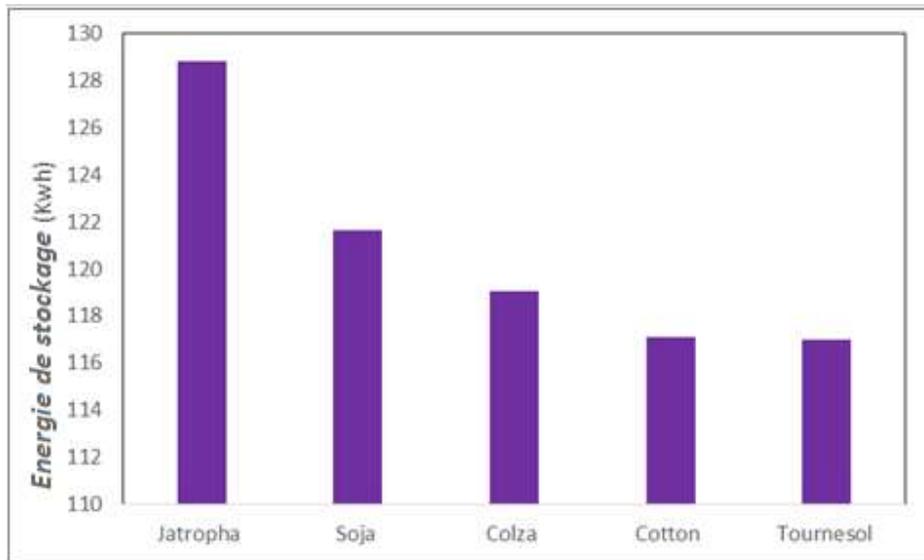


Figure 3.11. Énergie stockée de chaque type d'huile végétale

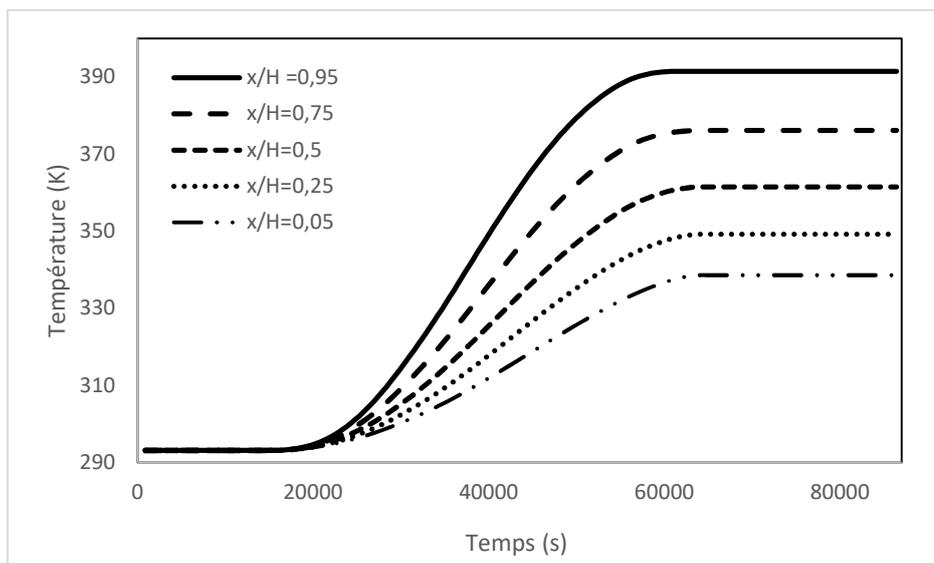


Figure 3.12. Profil de température de l'huile végétale stockée (Jatropha)

La figure 3.13 montre la variation horaire des profils de température de deux composants étudiés durant dix jours (21-31 juillet). La température du fluide stockée, les températures de deux échangeurs (froid et chaud) et la température de fluide de sortie du PTC ayant la même allure que les rayons solaires.

Après les trois premiers jours de chargement du ballon de stockage thermique, la température de fluide stockée au nœud supérieur et au nœud inférieur est atteinte 351 K et 334 K respectivement. Lorsque la température du fluide stockée au nœud supérieur du ballon est supérieure à la température de fluide de sortie du PTC, la pompe 1 s'arrête. Cet arrêt est apparaît clairement sur le profil de température de l'échangeur chaud (lorsque la température est constant). En revanche, la température du fluide stockée dans le ballon de stockage thermique est légèrement diminuée et cela peut s'expliquer par leur échange thermique avec l'environnement.

Lors de la décharge (à partir du 4ème jour), l'échangeur de chaleur froid du ballon de stockage thermique est relié au générateur de la machine de refroidissement à absorption par l'intermédiaire d'un échangeur thermique externe. Lorsque le PTC s'arrête de fonctionner, la machine de refroidissement à absorption continue à fonctionner en utilisant l'énergie stockée dans le réservoir. La température de fluide stocké dans le réservoir diminue. Pour une température ambiante Inférieure à 300 K, la pompe 2 (assurant la circulation du fluide dans le réservoir) s'arrête pour minimiser la consommation énergétique dans le réservoir. Il apparait clairement dans le profil de température de l'échangeur de chaleur froid.

La température de sortie de l'échangeur de chaleur froid atteint un minimum de 315 K le cinquième jour et un maximum de 339 K le huitième jour.

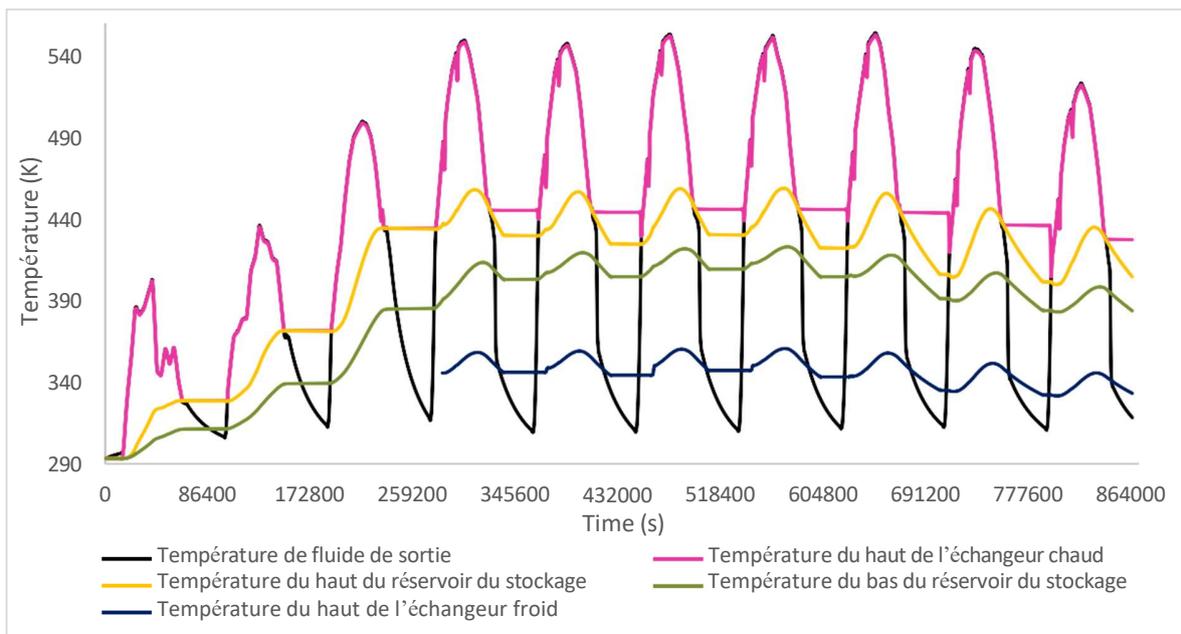


Figure 3.13. Le comportement de chaque composant principal du système

Pour étudier les performances du système SHC, un bilan énergétique est réalisé pour calculer les besoins énergétiques en climatisation d'une petite villa pour une journée représentative de mois de juillet selon la Réglementation thermique des bâtiments d'habitation Tunisienne (figure 3.14). Sur la base de cette étude, nous avons fait notre choix de la machine de refroidissement à absorption LiBr/H₂O à simple effet dont des caractéristiques sont résumées dans le tableau 3.5.

Tableau 3.5. Spécifications de la machine de refroidissement à absorption LiBr/H₂O à simple effet [19]

capacité de refroidissement	17.6 kW
température de refroidissement	12.5 °C In / 7°C out
Débit d'eau de refroidissement	0.77 l/s
Apport de chaleur	25.1 KW
température de générateur	88 °C In /83°C Out
Débit d'eau de générateur	1.2 l/s
consommation électrique	48 W

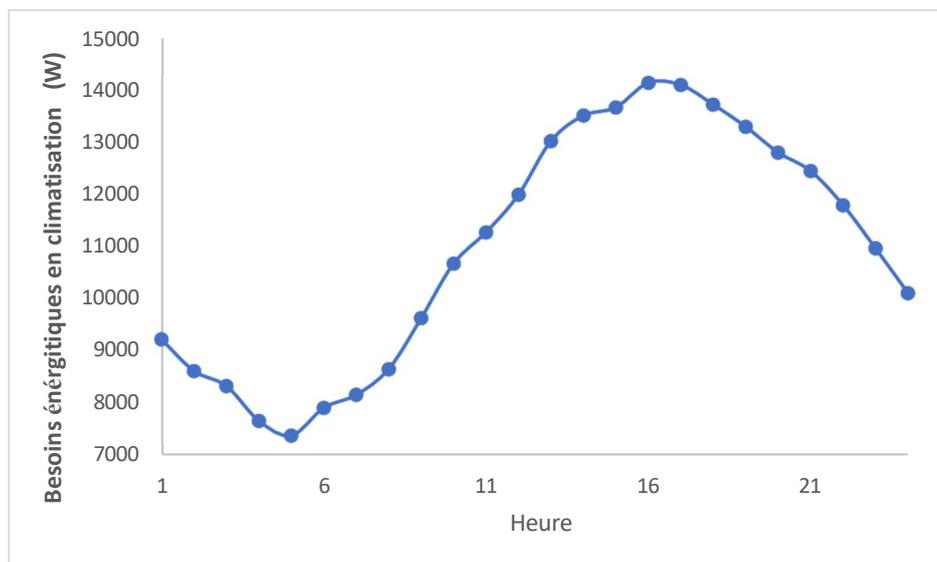


Figure 3.14. Besoins énergétiques en climatisation pour une journée (21 juillet) d'une petite villa à Ourgla

La figure 3.15 présente une étude énergétique du système étudié durant le mois de juillet; les 4 premiers jours sont consacrés à la charge du ballon de stockage thermique. L'énergie stockée dans le ballon de stockage thermique peut atteindre plus de 700 kWh. Après le deuxième jour,

l'énergie récupérée par l'échangeur froid peut atteindre un maximum de 400 kWh et un minimum de 300 kWh. En moyenne, elle couvre plus de 75 % de l'énergie nécessaire au générateur de la machine de refroidissement à absorption choisi, tandis que 25 % sont récupérés à partir de la résistance électrique aux heures de pointe.

La figure 3.16 présente le pourcentage d'énergie fournie par le ballon de stockage thermique et la résistance électrique pendant le mois de juillet et août. Elle montre l'efficacité du système SHC installé pour fournir le refroidissement nécessaire au local.

L'analyse environnementale a été déterminée. Il prouve que l'utilisation d'énergies renouvelables permet de réduire les émissions de CO₂ causées par la production d'électricité consommée par la climatisation traditionnelle. La figure 3.17 montre qu'il y a plus de 4 tonnes d'émissions de CO₂ évitées au cours des deux mois. La production de CO₂ et son coût sont résumés dans le tableau 3.6.

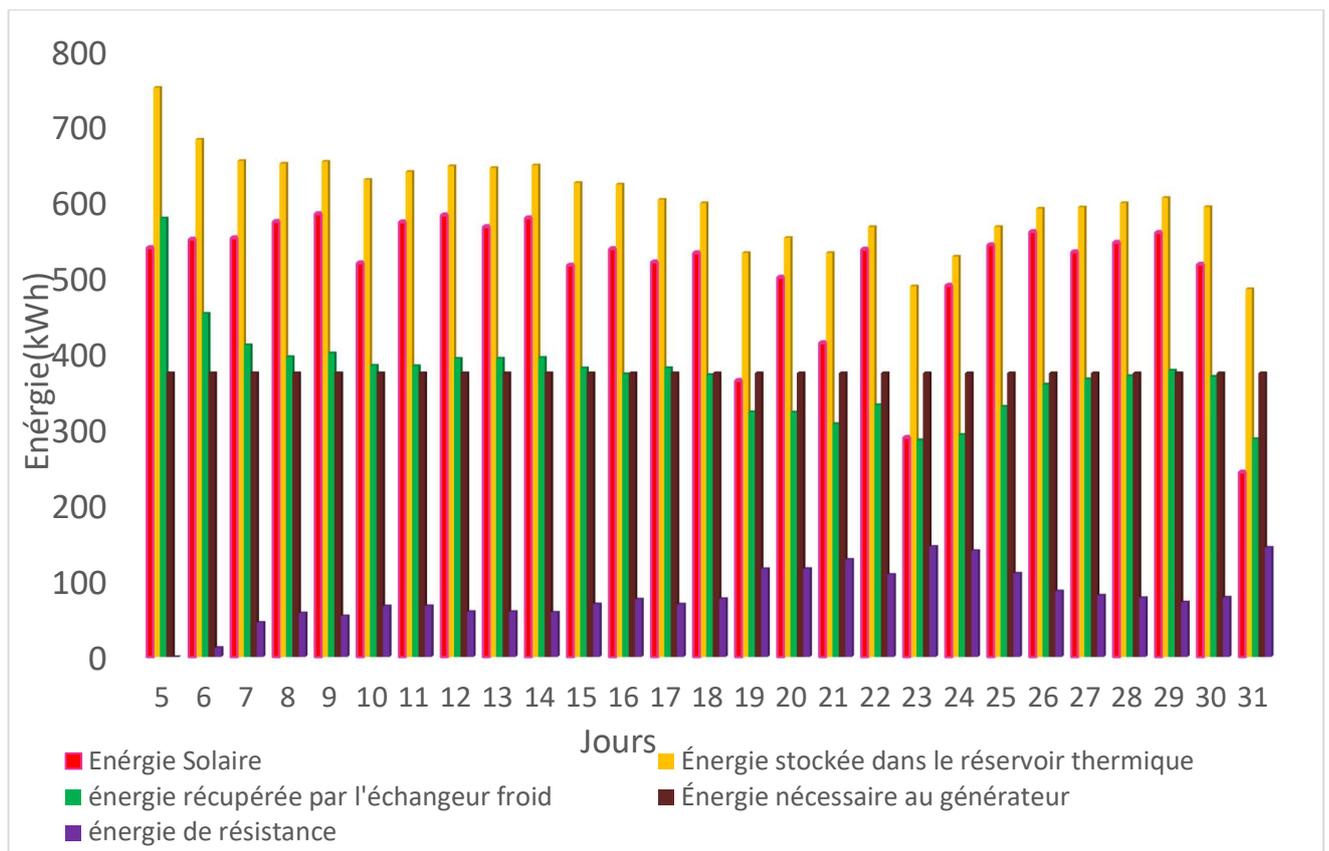


Figure 3- 2: La production d'énergie de chaque composant du système solaire au cours du mois d'août

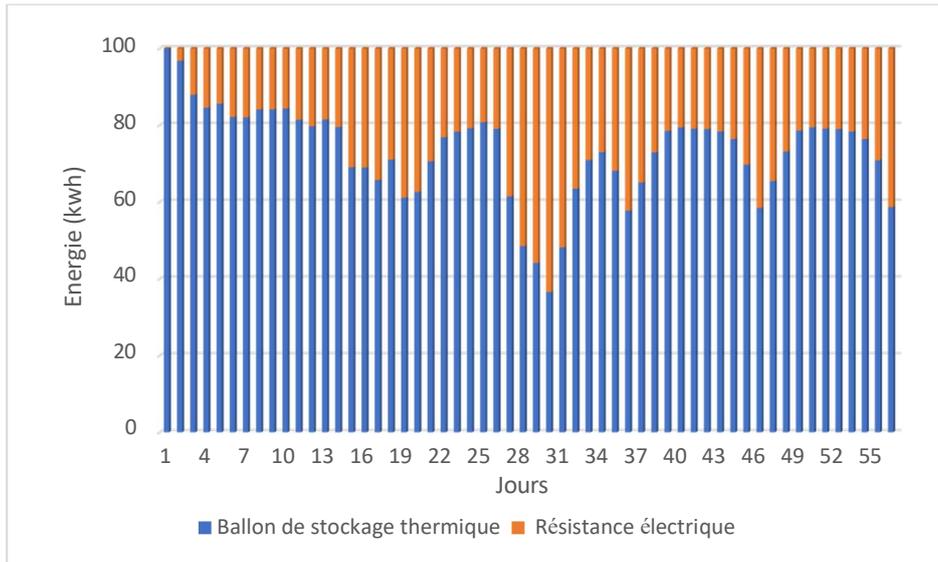


Figure 3.16. Pourcentage d'énergie fournie par le ballon de stockage thermique et la résistance électrique aux mois de juillet et août

Tableau 3.6. La production de CO₂ et son coût

Emission	Annual EP (kg/kWh)	Emission Cost (Euro/kg CO ₂)
CO ₂	0.44	0.019

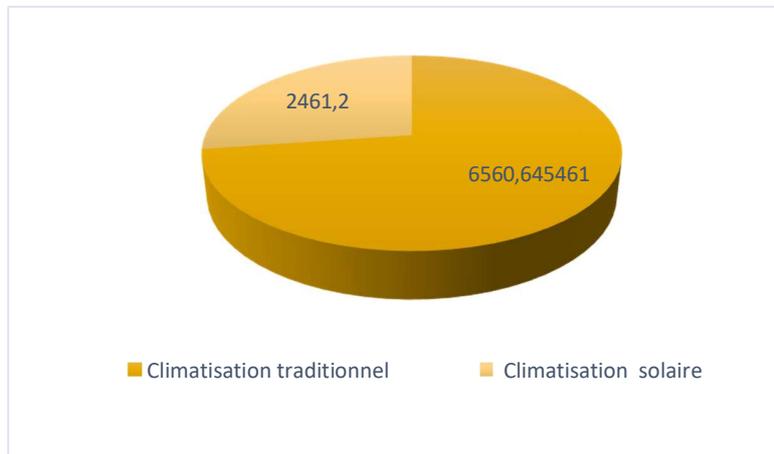


Figure 3.17. Émission de CO₂ produite entre le climatiseur et le système solaire (kg de CO₂)

7. Conclusion :

Dans ce chapitre, un modèle unidimensionnel simple d'un système SHC a été développé pour prédire la température de sortie du fluide caloporteur PTC, la température de l'échangeur chaud, la température de l'échangeur froid et la température du fluide stocké dans le réservoir thermique en fonction du temps. Le modèle a été validé avec des résultats rencontrés dans la littérature. Une comparaison a également été effectuée pour estimer la meilleur type d'huile végétale à considérer dans le système et permettant de stockée la plus d'énergie.

Ce modèle est utilisé pour étudier le comportement du SHC afin de répondre aux besoins de refroidissement d'une petite villa. Les résultats montrent que le système SHC peut couvrir en moyenne 75 % des besoins énergétiques de la petite villa. L'impact environnemental est aussi estimé en déterminant la quantité du CO₂ évitée suite à l'utilisation de SHC.

Cependant, les systèmes de refroidissement solaire ne sont pas très courants pour des raisons de coût un peu élevée. Cette étude prouve que l'application de l'énergie solaire offre des avantages énergétiques et environnementaux majeurs spécifiquement pour les pays de Maghreb.

Conclusion Générale et Perspectives

Conclusion Générale et Perspectives

Dans le présent travail, nous avons exposé une contribution à l'étude de la fiabilité d'un concentrateur solaire linéaire et la possibilité de son exploitation dans une centrale climatique urbaine. Nous avons étudié un système de climatisation solaire liée à un central de traitement d'air. Le système est constitué d'un concentrateur cylindro-parabolique, d'un système de stockage thermique lié avec une machine de refroidissement à absorption à simple effet (H_2O/NH_3) par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur. Une étude numérique faite en premier lieu sur le PTC séparément puis sur le système de stockage thermique lié au PTC.

Dans le premier chapitre, une revue de l'état de l'art sur les technologies solaires à concentration linéaire et ponctuelle, les machines à absorptions et les systèmes de stockage thermique ont été élaborés. Cette revue nous a permis de choisir la technologie la plus adéquate et compatible de chaque composant de notre système.

Dans le 2^{ème} chapitre, nous avons effectué une modélisation mathématique du PTC sous le logiciel EES. Le modèle développé est validé en comparant ces résultats à ceux rencontrés dans la littérature. Nous avons utilisé dans ce modèle le nanofluide hybride (MWCNT/ Al_2O_3) comme un fluide caloporteur avec des différentes concentrations. L'analyse numérique montre l'évolution de température des différents composants du PTC utilisant le nanofluide hybride par rapport à l'eau. Aussi les performances thermodynamiques (énergétique et exergetique) en fonction de la température et le type de fluide caloporteur ont été estimées.

Les résultats de la simulation obtenus montrent qu'un meilleur fonctionnement du PTC est obtenue lorsque on utilise le nanofluide hybride 1.5% MWCNT/1.5% Al_2O_3 -eau comme fluide caloporteur. De plus, il est plus performant pour une journée chaude que pour une journée froide. Nous avons aussi montré que pour une journée d'été le maximum d'énergie et d'exergie produite par le PTC utilisant des nanofluides hybrides (MWCNT/ Al_2O_3) sont de 5066 W et de 876W respectivement. Une amélioration des échanges thermique entre l'absorbeur et le fluide caloporteur est observée lorsqu'on utilise de nanofluide hybride dans le PTC

L'étude du système de stockage thermique couplé au PTC a fait l'objet du troisième chapitre. Pour

cela un modèle numérique simple 1D a été développé sous langage FORTRAN. Il est basé sur les bilans énergétiques des différents composants du système étudié. Cette modélisation a permis de prédire la température du fluide de sortie du PTC, la température du fluide stockée et la température de deux échangeurs de chaleur (froide et chaude). Les résultats obtenus par le modèle sont comparés à ceux obtenus par des études dans les littératures et montrent un bon accord. Deux fluides sont choisis pour cette étude : l'huile synthétique (Therminol VP-1) pour le fluide caloporteur dans le PTC et l'huile végétale comme fluide de stockage. En première lieu, cinq types huiles végétales sont testés pour estimer le meilleur type qui permet de stocker la plus importante quantité d'énergie. Le Jatropha montre que la quantité d'énergie stockée est la plus élevée (128 kW) grâce à sa capacité spécifique importante par rapport aux autres huiles. Une allure des températures de jatropha à différent position dans le ballon de stockage thermique montre bien que le ballon est bien stratifié. Une simulation du système montre qu'il est capable de fournir les besoins thermiques au générateur de la machine à absorption même pendant la nuit. Avec une température de fluide de sortie de l'échangeur froide atteignant un maximum de 339 K et un minimum de 315 K. Ce système prouve son efficacité en répondant aux besoins thermiques d'une petite villa. Il préserve par conséquent, l'environnement en évitant l'émission de quantité importante de CO₂.

Comme perspectives :Des recherches supplémentaires sont nécessaires à l'avenir pour mener des études pratiques à long terme sur les performances énergétiques et économiques du PTC utilisant d'autre nanofluide hybride.

Références bibliographiques

- [1] A.HOUCINE. „Contribution aux Etudes des Systèmes de Concentrateurs Solaires Thermiques “.Thèse, 2017
- [2] V.K. Jebsingh , G.M.JoselinHerbert. A review of solar parabolic trough collector. Renewable and Sustainable Energy Reviews 54(2016)1085–1091
- [3] G.K. Manikandana, S. Iniyamb , Ranko Goic . A review of solar parabolic trough collector. Applied Energy Applied Energy 235 (2019) 1524–1540
- [4] J. De la Torre. „Calculs de sensibilités par méthode de Monte-Carlo pour la conception de procédés à énergie solaire concentrée“. Thèse, 2011
- [5] Soteris A. Kalogirou A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver. Energy 48 (2012) 298-306
- [6] A. Häberle, C. Zahler, H. Lerchenmüller, M. Mertins, C. Wittwer, F. Trieb, J. Dersch. „The Solarmundo line focussing Fresnel collector“. Optical and thermal performance and cost calculations.
- [7] German Aerospace Center (DLR) report, “AQUA-CSP: Concentrating Solar Power for Seawater Desalination,” 2007.
- [8] Z. ILHEM. „ Etude et Réalisation d’un Concentrateur Solaire parabolique“. Thèse, 2005
- [9] M.Tiana, Y.Sua,, H.Zhengb, G.Peic, G.Lic, S.Riffat A review on the recent research progress in the compound parabolic concentrator (CPC) for solar energy applications Renewable and Sustainable Energy Reviews 82 (2018) 1272–1296
- [10] paal, J. Dersch, and B. Milow, “ECOSTAR Roapmap Document, Technical Report (DLR),” 2004 R. Pitz
- [11] B.ABDELKADER. „ Simulation numérique d’une centrale solaire a concentration de type tour solaire en Algérie“. Thèse, 2022
- [12] C.Jean, M.Olivier, F.Erwin et al. Modelisation et simulation dynamique d’une machine frigorifique à absorption H₂o/LiBr : application solaire COFRET08 ,11-13 Juin 2008, Nantes-France
- [13] T. Delphine. „ Étude numérique et expérimentale des transferts couplés de masse et de chaleur dans l’absorbeur d’une machine à absorption ammoniac-eau“. Thèse, 2016
- [14] O. Kat et B.Gurrida . „ Etude d'une machine à absorption solaire du point de vue de la capacité de stockage thermique“. Thèse, 2023
- [15] N. Jabbour „ Intégration des systèmes à absorption solaire de petites puissances aux bâtiments - approche multifonction solaire : chauffage, ECS et rafraîchissement “. Thèse, 2012
- [16] C.Jean, M.Olivier, F.Erwin et al. Optimisation des performances d’une machine à absorption utilisée dans une installation de rafraichissement solaire et fonctionnant à charge partielle, XXXe Rencontres AUGC-IBPSA Chambéry, Savoie, 6 au 8 juin 2012
- [17] M. Abdelghani „ Nouveau mélanges frigorifique pour le pompe à chaleur “. Thèse, 2008

- [18] S .Aphornratana. Theoretical and experimental investigation of a combined ejectorabsorption refrigerator. Phd thesis, university of sheffield, uk, 1995
- [19] water fired absorption chillers WFC series , a Yazaki corporation japon joint venture
- [20] F. Roget ,, Définition, modélisation et validation expérimentale d'une capacité de stockage thermique par chaleur latente adaptée à une centrale thermodynamique solaire à basse température ". Thèse, 2015
- [21] J. François Hoffman ,, Stockage thermique pour centrale solaire thermodynamique à concentration mettant en oeuvre des matériaux céramiques naturels ou recyclés ". Thèse, 2015
- [22] J. Marie Hauglustaine ,, Etude d'un système de stockage d'énergie solaire thermique répondant aux besoins en chauffage d'une habitation unifamiliale". Thèse, 2019
- [23] M. Pierre Pardo ,, Développement d'un procédé de stockage d'énergie thermique haute température par voie thermochimique ". Thèse, 2013
- [24] M. Martinelli,, Stockage d'énergie thermique par changement de phase – Application aux réseaux de chaleur ". Thèse, 2016
- [25] T.Parfait,, Procédé de stockage d'énergie solaire thermique par adsorption pour le chauffage des bâtiments: modélisation et simulation numérique ". Thèse, 2016
- [26] A.Siqueira, P.Gomes, L.Torrezani Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar collector: an analysis *Energy Procedia* 57 (2014) 401–410
- [27] I.H.Yilmaz , M.S.Soylezmez, Thermo-mathematical modeling of parabolic trough collector, *Energy Conversion and Management* 88 (2014) 768–784
- [28] A. Hachicha, I. Rodríguez, R. Capdevila, A. Oliva,Heat transfer analysis and numerical simulation of a parabolic trough solar collector, *Applied Energy* 111 (2013) 581–592
- [29] N. Hamani, A. Moumami, N. Moumami Simulation de la température de sortie de l'eau dans un capteur solaire cylindro-parabolique dans le site de Biskra *Revue des Energies Renouvelables* 10 (2007) 215–224
- [30] M. Ghodbane, B. Boumeddane, Engineering design and optical investigation of a concentrating collector : case study of a parabolic trough concentrator *Journal of Fundamental and Applied Sciences* 10 (2018) 148-171
- [31] T.E.Boukelia , S. Mecibah, A. Laouafi, Performance simulation of parabolic trough solar collector using two fluids (thermic oil and molten salt) *Journal of Fundamental and Applied Sciences* 2016, 8(2), 600-626
- [32] S.Thappa , A. Chauhan, Y. Anand, Analytical comparison of two distinct receiver tubes of a parabolic trough solar collector system for thermal application , *Materials Today: Proceedings* xxx (xxxx) xxx
- [33] M.A.Ehyaei , A. Ahmadi, M. El Haj Assad, Optimization of parabolic through collector (PTC) with multi objective swarm optimization (MOPSO) and energy, exergy and economic analyses, *Journal of Cleaner Production* 2019, 234, 285-296
- [34] M.Yaghoubi , F. Ahmadi, M.Bandehee, Analysis of Heat Losses of Absorber Tubes of Parabolic through Collector of Shiraz (Iran) Solar Power Plant, *Journal of Clean Energy Technologies*, 2013, 1(1)
- [35] Hachicha AA, Said Z, Rahman SMA, Al-Sarairah E. On the thermal and thermodynamic analysis of parabolic trough collector technology using industrial-grade MWCNT based nanofluid. *Renew Energy* 2020;161:1303–17.
- [36] Bellos E, Tzivanidis C, Antonopoulos KA, Gkinis G. Thermal enhancement of solar parabolic trough collectors by using nanofluids and converging-diverging absorber tube. *Renew Energy* 2016;94:213–22.

- [37] Ehyaei MA, Ahmadi A, Assad MEH, Hachicha AA, Said Z. Energy, exergy and economic analyses for the selection of working fluid and metal oxide nanofluids in a parabolic trough collector. *Sol Energy*. 2019;187:175–84.
- [38] D.Pablo , T.Salazar, K.D.Nigam, Heat transfer model for thermal performance analysis of parabolic trough solar collectors using nanofluids, *Renewable Energy*, 2018
- [39] Y.Wang , J.Xu, Q.Liu, Performance analysis of a parabolic trough solar collector using Al₂O₃/synthetic oil nanofluid, *Applied Thermal Engineering*, 2016
- [40] Kandwal, S.; Lal, K.G. An Experimental Investigation into the Performance of a Nanofluid Based Concentrating Parabolic Solar Collector (NCPSC). Ph.D. Thesis, Thapar institute, Patiala, India
- [41] Mwesigye, A.; Huan, Z.; Meyer, J.P. Thermal Performance of a Receiver Tube for a High Concentration Ratio Parabolic trough System and Potential for Improved Performance with Syltherm800-CuO Nanofluid. In *Proceedings of the ASME 2015 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Houston, TX, USA, 13–19 November 2015*; American Society of Mechanical Engineers: New York, NY, USA, 2015.
- [42] Mwesigye, A.; Huan, Z.; Meyer, J.P. Thermodynamic optimisation of the performance of a parabolic trough receiver using synthetic oil–Al₂O₃ nanofluid. *Appl. Energy* 2015, 156, 398–412.
- [43] Mwesigye, A.; Huan, Z. Thermodynamic analysis and optimization of fully developed turbulent forced convection in a circular tube with water–Al₂O₃ nanofluid. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2015, 89, 694–706.
- [44] Chafie M, Ben Aissa MF, Guizani A. Energetic end exergetic performance of a parabolic trough collector receiver: An experimental study. *J Clean Prod* 2018;171:285–96.
- [45] Gomna A, N'Tsoukpoe KE, Le Pierrès N, Coulibaly Y. Review of vegetable oils behaviour at high temperature for solar plants: Stability, properties and current applications. *Sol Energy Mater Sol Cells* 2019;200:109956.
- [46] Giaconia A, Iaquaniello G, Metwally AA, Caputo G, Balog I. Experimental demonstration and analysis of a CSP plant with molten salt heat transfer fluid in parabolic troughs. *Sol Energy* 2020;211:622–32.
- [47] Fredriksson J, Eickhoff M, Giese L, Herzog M. A comparison and evaluation of innovative parabolic trough collector concepts for large-scale application. *Sol Energy* 2021;215:266–310.
- [48] Martínez-Merino P, Alcántara R, Gómez-Larrán P, Carrillo-Berdugo I, Navas J. MoS₂-based nanofluids as heat transfer fluid in parabolic trough collector technology. *Renew Energy* 2022;188:721–30.
- [49] Malekan M, Khosravi A, Syri S. Heat transfer modeling of a parabolic trough solar collector with working fluid of Fe₃O₄ and CuO/Therminol 66 nanofluids under magnetic field. *Appl Therm Eng* 2019;163:114435.
- [50] Chavez Panduro EA, Finotti F, Largiller G, Lervåg KY. A review of the use of nanofluids as heat-transfer fluids in parabolic-trough collectors. *Appl Therm Eng* 2022;211:118346.
- [51] do Carmo Zidan D, Brasil Maia C, Reza Safaei M. Performance evaluation of various nanofluids for parabolic trough collectors. *Sustain Energy Technol Assessments* 2022;50:101865.
- [52] Abidi A, El-Shafay AS, Degani M, Guedri K, Mohammad Sajadi S, Sharifpur M. Improving the thermal-hydraulic performance of parabolic solar collectors using absorber tubes equipped with perforated twisted tape containing nanofluid. *Sustain Energy Technol Assessments* 2022;52:102099.

- [53] Tiwari AK, Kumar V, Said Z, Paliwal HK. A review on the application of hybrid nanofluids for parabolic trough collector: Recent progress and outlook. *J Clean Prod* 2021;292:126031.
- [54] Zhu X, Zhu L, Zhao J. Wavy-tape insert designed for managing highly concentrated solar energy on absorber tube of parabolic trough receiver. *Energy* 2017;141:1146–55.
- [55] Jaramillo OA, Borunda M, Velazquez-Lucho KM, Robles M. Parabolic trough solar collector for low enthalpy processes: An analysis of the efficiency enhancement by using twisted tape inserts. *Renew Energy* 2016;93:125–41.
- [56] Yılmaz İH, Mwesigye A, Göksu TT. Enhancing the overall thermal performance of a large aperture parabolic trough solar collector using wire coil inserts. *Sustain Energy Technol Assessments* 2020;39:100696.
- [57] Zhai XQ, Qu M, Li Y, Wang RZ. A review for research and new design options of solar absorption cooling systems. *Renew Sustain Energy Rev* 2011;15:4416–23.
- [58] Siddiqui MU, Said SAM. A review of solar powered absorption systems. *Renew Sustain Energy Rev* 2015;42:93–115.
- [59] Al-Alili A, Hwang Y, Radermacher R. Review of solar thermal air conditioning technologies. *Int J Refrig* 2014;39:4–22
- [60] Sarbu I, Sebarchievici C. General review of solar-powered closed sorption refrigeration systems. *Energy Convers Manage* 2015;105:403–22.
- [61] Mazloumi M, Naghashzadegan M, Javaherdeh K. Simulation of solar lithium bromide–water absorption cooling system with parabolic trough collector *Energy Convers Manage* 2008;49:2820–32.
- [62] Said SAM, El-Shaarawi MAI, Siddiqui MU. Analysis of a solar powered absorption system. *Energy Convers Manage* 2015;97:243–52.
- [63] Balghouthi M, Chahbani MH, Guizani A. Feasibility of solar absorption air conditioning in Tunisia. *Build Environ* 2008;43:1459–70.
- [64] Martínez PJ, Martínez JC, Lucas M. Design and test results of a low-capacity solar cooling system in Alicante (Spain). *Sol Energy* 2012;86:2950–60
- [65] Mammoli A, Vorobieff P, Barsun H, Burnett R, Fisher D. Energetic, economic and environmental performance of a solar-thermal-assisted HVAC system. *Energy Build* 2010;42:1524–35.
- [66] Al-Alili A, Islam MD, Kubo I, Hwang Y, Radermacher R. Modeling of a solar powered absorption cycle for Abu Dhabi. *Appl Energy* 2012;93:160–7.
- [67] Weber C, Berger M, Mehling F, Heinrich A, Nunez T. Solar cooling with waterammonia absorption chillers and concentrating solar collector – operational experience. *Int J Refrig* 2014;39:57–76.
- [68] Bermejo P, Pino FJ, Rosa F. Solar absorption cooling plant in Seville. *Sol Energy* 2010;84:1503–12.
- [69] Saghiruddin M, Siddiqui A. Economic analysis of two stage dual fluid absorption cycle for optimizing generator temperatures. *Energy Convers Manage* 2001;42:407–37.
- [70] Medrano M, Bourouis M, Coronas A. Double-lift absorption refrigeration cycles driven by low temperature heat sources using organic fluid mixtures as working pair. *Appl Energy* 2001;68:173–85.
- [71] C. Monn_e, S. Alonso, F. Palacín, L. Serra, Monitoring and simulation of an existing solar powered absorption cooling system in Zaragoza (Spain), *Appl. Therm. Eng.* 31 (2011) 28–35
- [72] G.A. Florides, S.A. Kalogirou, S.A. Tassou, L.C. Wrobel, Modelling, simulation and

- warming impact assessment of a domestic-size absorption solar cooling system, *Appl. Therm. Eng.* 22 (2002) 1313-1325 .
- [73] Z.Y. Xu, R.Z. Wang, Comparison of CPC driven solar absorption cooling system with single, double and variable effect absorption chillers, *Sol. Energy* 158 (2017) 511-519
- [74] M. A. I. El-Shaarawi*,† and A. A. Al-Ugla Mechanical Engineering Department, King Fahd University of Petroleum and Minerals (KFUPM), Dhahran, 31261, Saudi Arabia
Hybrid storage designs for continuous operation of solar-powered LiBr–water absorption air-conditioning
- [75] Bilal Lamrani A, , Fr_ed_eric Kuznik A, Abdeslam Draoui B , Thermal performance of a coupled solar parabolic trough collector latent heat storage unit for solar water heating in large buildings
- [76] R. Elbahjaoui, H. El Qarnia, Thermal performance of a solar latent heat storage unit using rectangular slabs of phase change material for domestic water heating purposes, *Energy Build.* 182 (2019) 111e130
- [77] H.M. Teamah, M.F. Lightstone, J.S. Cotton, Potential of cascaded phase change materials in enhancing the performance of solar domestic hot water systems, *Sol. Energy* 159 (2018) 519-530
- [78] D. Haillot, E. Franquet, S. Gibout, J.P. Bed ecarrats, Optimization of solar DHW system including PCM media, *Appl. Energy* 109 (2013) 470-475
- [79] M.Y. Abdelsalam, H.M. Teamah, M.F. Lightstone, J.S. Cotton, Hybrid thermal energy storage with phase change materials for solar domestic hot water applications: direct versus indirect heat exchange systems, *Renew. Energy* 147 (2020) 77-88
- [80] M.Swiatek, F.Gilles , P.Mickael Stratification enhancement for an integrated collector storage solar water heater (ICSSWH), *Energy and Buildings* 106 (2015) 35-43
- [81] M.Panel, I.Hussain , G.Hyun Thermal performance evaluation of a conical solar water heater integrated with a thermal storage system, *Energy Conversion and Management* 87 (2014) 267-273
- [82] P.Yaici, M.Ghorab , E.Entchev 3D CFD study of the effect of inlet air flow maldistribution on plate-fin-tube heat exchanger design and thermal–hydraulic performance, *Applied Energy* 179 (2016) 1106-1122
- [83] I.Gonzalez , C.Pérez , L.Oriol , S.Torraas ,Thermo-mechanical parametric analysis of packed-bed thermocline energy storage tanks, *Applied Energy* 179 (2016) 1106-1122
- [84] A.Karim , A.Burnett , S.Fawzia , Investigation of Stratified Thermal Storage Tank Performance for Heating and Cooling Applications, *Energies* 11 (2018) 1049
- [85] M.Shin , H.Kim , D.Jang , Numerical and experimental study on the design of a stratified thermal storage system, *Applied Thermal Engineering* 24 (2004) 17-27
- [86] G.Angrisani , M.Canelli, C.Roselli , Calibration and validation of a thermal energy storage model: Influence on simulation results, *Applied Thermal Engineering* 67 (2014) 190-200
- [87] A.Rahman , A.D.Smith , N.Fumo , Performance modeling and parametric study of a stratified water thermal storage tank , *Applied Thermal Engineering* 100 (2016) 668-679
- [88] Rejeb O, Radwan A, Abo-Zahhad EM, Ghenai C, Serageldin AA, Ahmed M, et al. Numerical analysis of passive cooled ultra-high concentrator photovoltaic cell using optimal heat spreader design. *Case Stud Therm Eng* 2020;22.
- [89] Ghenai C, Ahmad FF, Rejeb O, Hamid AK. Sensitivity analysis of design parameters and power gain correlations of bi-facial solar PV system using response surface methodology. *Sol Energy* 2021;223:44–53.
- [90] Rejeb O, Alirahmi SM, Assareh E, El Haj Assad M, Jemni A, Bettayeb M, et al. Innovative

- integrated solar powered polygeneration system for green Hydrogen, Oxygen, electricity and heat production. *Energy Convers Manag* 2022;269:116073.
- [91] Ghenai C, Ahmad FF, Rejeb O, Bettayeb M. Artificial neural networks for power output forecasting from bifacial solar PV system with enhanced building roof surface Albedo. *J Build Eng* 2022;56:104799.
- [92] Parker W, Odukomaiya A, Thornton J, Woods J. The cost savings potential of controlling solar thermal collectors with storage for time-of-use electricity rates. *Sol Energy* 2023;249:684–93.
- [93] Chai S, Yao J, Liang J-D, Chiang Y-C, Zhao Y, Chen S-L, et al. Heat transfer analysis and thermal performance investigation on an evacuated tube solar collector with inner concentrating by reflective coating. *Sol Energy* 2021;220:175–86.
- [94] Rodríguez-Muñoz JM, Bove I, Alonso-Suárez R. Novel incident angle modifier model for quasi-dynamic testing of flat plate solar thermal collectors. *Sol Energy* 2021;224:112–24.
- [95] Jiang Y, Zhang H, Zhao R, Liu Z, Wang Y, You S, et al. Thermal and optical performance analysis of triangular solar air collectors and regional applicability in China. *Sol Energy* 2023;249:288–300.
- [96] Sivakumar M, Mahalingam S, Mohanraj M. Energy, financial and environmental impact analysis of solar thermal heat pump systems using a direct expansion packed bed evaporator-collector. *Sol Energy* 2022;232:154–68.
- [97] Chand S, Chand P, Kumar Ghritlahre H. Thermal performance enhancement of solar air heater using louvered fins collector. *Sol Energy* 2022;239:10–24.
- [111] Perini S, Tonnellier X, King P, Sansom C. Theoretical and experimental analysis of an innovative dual-axis tracking linear Fresnel lenses concentrated solar thermal collector. *Sol Energy* 2017;153:679–90.
- [112] Abbas R, Montes MJ, Rovira A, Martínez-Val JM. Parabolic trough collector or linear Fresnel collector, A comparison of optical features including thermal quality based on commercial solutions. *Sol Energy* 2016;124:198–215.
- [113] Zhou L, Li X, Zhao Y, Dai Y. Performance assessment of a single/double hybrid effect absorption cooling system driven by linear Fresnel solar collectors with latent thermal storage. *Sol Energy* 2017;151:82–94.
- [114] Moghimi MA, Craig KJ, Meyer JP. Simulation-based optimisation of a linear Fresnel collector mirror field and receiver for optical, thermal and economic performance. *Sol Energy* 2017;153:655–78.
- [115] Dhaked DK, Birla D. Modeling and control of a solar-thermal dish-stirling coupled PMDC generator and battery based DC microgrid in the framework of the ENERGY NEXUS. *Energy Nexus* 2022;5:100048.
- [116] Li X, Li R, Hu L, Zhu S, Zhang Y, Cui X, et al. Performance analysis of a dish solar thermal power system with lunar regolith heat storage for continuous energy supply of lunar base. *Energy* 2023;263:126139.
- [117] Bitam EW, Demagh Y, Hachicha AA, Benmoussa H, Kabar Y. Numerical investigation of a novel sinusoidal tube receiver for parabolic trough technology. *Appl Energy* 2018;218:494–510.
- [118] Hachicha AA, Yousef BAA, Said Z, Rodríguez I. A review study on the modeling of high-temperature solar thermal collector systems. *Renew Sustain Energy Rev* 2019;112:280–98.
- [119] Hachicha AA, Rodríguez I, Ghenai C. Thermo-hydraulic analysis and numerical simulation of a parabolic trough solar collector for direct steam generation. *Appl Energy*

- 2018;214:152–65.
- [120] Hachicha AA, Rodríguez I, Capdevila R, Oliva A. Heat transfer analysis and numerical simulation of a parabolic trough solar collector. *Appl Energy* 2013;111:581–92.
- [121] Hachicha AA, Rodríguez I, Castro J, Oliva A. Numerical simulation of wind flow around a parabolic trough solar collector. *Appl Energy* 2013;107:426–37.
- [122] Immonen J, Mohammadi K, Powell KM. Simulating a solar parabolic trough collector plant used for industrial process heat using an optimized operating scheme that utilizes flexible heat integration. *Sol Energy* 2022;236:756–71.
- [123] Ben Othman F, Eddhibi F, Bel Hadj Ali A, Fadhel A, Bayer Ö, Tari İ, et al. Investigation of olive mill sludge treatment using a parabolic trough solar collector. *Sol Energy* 2022;232:344–61.
- [124] Pandey M, Padhi BN, Mishra I. Numerical simulation of solar parabolic trough collector with viscous dissipation in slits of arc-plug insertion. *Sol Energy* 2021;230:810–24.
- [125] Jinshah BS, Balasubramanian KR. Thermo-mathematical model for parabolic trough collector using a complete radiation heat transfer model – A new approach. *Sol Energy* 2020;197:58–72.
- [126] Madiouli J, Lashin A, Shigidi I, Badruddin IA, Kessentini A. Experimental study and evaluation of single slope solar still combined with flat plate collector, parabolic trough and packed bed. *Sol Energy* 2020;196:358–66.
- [127] Yahi F, Belhamel M, Bouzeffour F, Sari O. Structured dynamic modeling and simulation of parabolic trough solar collector using bond graph approach. *Sol Energy* 2020;196:27–38.
- [128] Okonkwo EC, Essien EA, Akhayere E, Abid M, Kavaz D, Ratlamwala TAH. Thermal performance analysis of a parabolic trough collector using water-based green-synthesized nanofluids. *Sol Energy* 2018;170:658–70.
- [129] Fathy M, Hassan H, Salem Ahmed M. Experimental study on the effect of coupling parabolic trough collector with double slope solar still on its performance. *Sol Energy* 2018;163:54–61.
- [130] Bellos E, Tzivanidis C, Belessiotis V. Daily performance of parabolic trough solar collectors. *Sol Energy* 2017;158:663–78.
- [131] Sallaberry F, Valenzuela L, Palacin LG. On-site parabolic-trough collector testing in solar thermal power plants: Experimental validation of a new approach developed for the IEC 62862-3-2 standard. *Sol Energy* 2017;155:398–409..
- [132] Farooq M, Farhan M, Ahmad G, Tahir Z ul R, Usman M, Sultan M, et al. Thermal performance enhancement of nanofluids based parabolic trough solar collector (NPTSC) for sustainable environment. *Alexandria Eng J* 2022;61:8943–53.
- [133] Bellos E, Tzivanidis C. Thermal analysis of parabolic trough collector operating with mono and hybrid nanofluids. *Sustain Energy Technol Assessments* 2018;26:105–15.
- [134] Ehyaei MA, Ahmadi A, Assad MEH, Hachicha AA, Said Z. Energy, exergy and economic analyses for the selection of working fluid and metal oxide nanofluids in a parabolic trough collector. *Sol Energy* 2019;187:175–84.
- [135] Kazemian A, Salari A, Ma T, Lu H. Application of hybrid nanofluids in a novel combined photovoltaic/thermal and solar collector system. *Sol Energy* 2022;239:102–16.
- [136] Kalogirou SA. A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver. *Energy* 2012;48:298–306.
- [137] Bellos E, Said Z, Tzivanidis C. The use of nanofluids in solar concentrating technologies: A comprehensive review. *J Clean Prod* 2018;196:84–99.

- [138] Bellos E, Tzivanidis C, Antonopoulos KA, Gkinis G. Thermal enhancement of solar parabolic trough collectors by using nanofluids and converging-diverging absorber tube. *Renew Energy* 2016;94:213–22.
- [139] Bellos E, Tzivanidis C. Investigation of a star flow insert in a parabolic trough solar collector. *Appl Energy* 2018;224:86–102.
- [140] Allouhi A, Benzakour Amine M, Saidur R, Kousksou T, Jamil A. Energy and exergy analyses of a parabolic trough collector operated with nanofluids for medium and high temperature applications. *Energy Convers Manag* 2018;155:201–17.
- [141] Allouhi A, Benzakour Amine M, Kousksou T, Jamil A, Lahrech K. Yearly performance of low-enthalpy parabolic trough collectors in MENA region according to different sun-tracking strategies. *Appl Therm Eng* 2018;128:1404–19.
- [142] Lamrani B, Khouya A, Zeghmami B, Draoui A. Mathematical modeling and numerical simulation of a parabolic trough collector: A case study in thermal engineering. *Therm Sci Eng Prog* 2018;8:47–54.
- [143] Lamrani B, Khouya A, Draoui A. Thermal performance of a parabolic trough collector under different climatic zones in Morocco. *AIP Conf Proc* 2018;2056:20007.
- [144] Lamrani B, Kuznik F, Draoui A. Thermal performance of a coupled solar parabolic trough collector latent heat storage unit for solar water heating in large buildings. *Renew Energy* 2020;162:411–26.
- [145] Minea AA. Chapter 7 - Barriers and challenges in hybrid nanofluids development and implementation. In: Ali HMBT-HN for CHT, editor., Academic Press; 2020, p. 255–80.
- [146] Hemmat Esfe M, Esfandeh S, Kamyab MH. Chapter 1 - History and introduction. In: Ali HMBT-HN for CHT, editor., Academic Press; 2020, p. 1–48.
- [147] Jamil F, Ali HM. Chapter 6 - Applications of hybrid nanofluids in different fields. In: Ali HMBT-HN for CHT, editor., Academic Press; 2020, p. 215–54.
- [148] Shah TR, Koten H, Ali HM. Chapter 5 - Performance effecting parameters of hybrid nanofluids. In: Ali HMBT-HN for CHT, editor., Academic Press; 2020, p. 179–213.
- [149] Babar H, Sajid MU, Ali HM. Chapter 4 - Hybrid nanofluids as a heat transferring media. In: Ali HMBT-HN for CHT, editor., Academic Press; 2020, p. 143–77.
- [150] Alfellag M. Modeling and experimental investigation of parabolic trough solar collector. Embry-Riddle Aeronautical University –Daytona Beach ; 2014
- [151] Mercan H. Chapter 3 - Thermophysical and rheological properties of hybrid nanofluids. In: Ali HMBT-HN for CHT, editor., Academic Press; 2020, p. 101–42.
- [152] Afrand M, Ranjbarzadeh R. Chapter 2 - Hybrid nanofluids preparation method. In: Ali HMBT-HN for CHT, editor., Academic Press; 2020, p. 49–99.
- [153] Eshgarf H, Kalbasi R, Maleki A, Shadloo MS, karimipour A. A review on the properties, preparation, models and stability of hybrid nanofluids to optimize energy consumption. *J Therm Anal Calorim* 2021;144:1959–83.
- [154] Shah TR, Ali HM. Applications of hybrid nanofluids in solar energy, practical limitations and challenges: A critical review. *Sol Energy* 2019;183:173–203.
- [155] Sajid MU, Ali HM. Thermal conductivity of hybrid nanofluids: A critical review. *Int J Heat Mass Transf* 2018;126:211–34.
- [156] Babar H, Ali HM. Towards hybrid nanofluids: Preparation, thermophysical properties, applications, and challenges. *J Mol Liq* 2019;281:598–633.
- [157] K.Ken The role and future of fossil fuel, *IEEJ Energy Journal Special Issue* October 2017
- [158] N.Abas , A.Kalair , N.Khan , Review of fossil fuels and Future energy technologies , *Futures* 69(2015)31-49.

- [159] K.Alibkhsh , S.Hamid , Solar energy systems : An approach to zero energy buildings , advances in clean Energy technologies 2021, pages 89-170.
- [160] A.Rahman, N.Fumo , A.D.Smith , performance modeling and parametric study of stratified water thermal storage tank , preprint for applied thermal engineering 00 (2016)1-19.
- [161] A. Rahman et A.D. Smith et N. Fumo , Simplified modelling of thermal storage tank for distributed energy heat recovery applications, Proceedings of the ASME 2015 9th International conference on Energy Sustainability. San Diego, California, 2015.
- [162] N. Jabbour ,, Intégration des systèmes à absorption solaire de petites puissances aux bâtiments - approche multifonction solaire : chauffage, ECS et rafraîchissement “. Thèse, 2012.
- [163] A.Allouhi, M.benzakour amin , T.kouskous, A.jamil, K.Lahrech , yearly performance of low-enthalpy parabolic trough collectors in MENA region according to different sun-tracking strategies , Applied thermal engineering 128(2018)1404-1419.
- [164] Shah L.J. A Solar Combisystem based on a Heat Storage with Three Internal Heat Exchangers. Danmarks Tekniske Universitet. Lyngby : s.n., 2002. Sags Rapport BYG DTU Sr-02-19. 1393-402.
- [165] TECSOL, ADEME. EAU CHAUDE SOLAIRE / Manuel pour la conception, le dimensionnement et la réalisation des installations collectives - SOTH0200. [En ligne] avril 2002. <http://www.tecsol.fr>.
- [166] Rahman et A.D. Smith et N. Fumo , Simplified modelling of thermal storage tank for distributed energy heat recovery applications, Proceedings of the ASME 2015 9th International conference on Energy Sustainability. San Diego, California, 2015