

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Numéro de série:.....

Numéro D'inscription : D.EN/3C/02/21

Thèse

Présenté en vue de l'obtention du diplôme

DOCTORAT LMD

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Energétique

THEME

MODELISATION D'UNE CHEMINEE SOLAIRE

Présentée Par

Ammar SEMANE

Soutenue le : 09 / 09 / 2025

Devant le jury composé de :

<u>Nom et prénom</u>	<u>Grade</u>	<u>Etablissement</u>	<u>Qualité</u>
Benarioua Younes	Professeur	Univ de M'sila	Président
Ihaddadene Razika	Professeur	Univ de M'sila	Encadreur
Bendaradji Razik	MCA	Univ de M'sila	Examineur
Nahoui Azzedine	MCA	Univ de M'sila	Examineur
Raouache Elhadj	Professeur	Univ de Bordj-bou-arrerdj	Examineur

Année Universitaire : 2024/2025

Remerciements

Avant tous, je remercie Dieu, le tout puissant de m'avoir donné le courage, la volonté et surtout la santé durant toutes ces années de recherche.

Je tiens à présenter mes remerciements A professeur : IHADDADENE Razika ma directrice de Thèse, pour son suivi, ses conseils, sa contribution et son aide tout le long de ce travail ainsi que sa sœur professeur : Ihaddadene nabila A Monsieur le Président du Jury Pr : Benarioua Younes d'avoir accepté de présider ce Jury

A Messieurs les enseignants : Bendaradji Razik ; Nahoui Azzedine et Raouache Elhadj qui me font l'honneur d'examiner ce travail de la recherche ; qu'ils soient assurés de ma grande considération.

A tous les enseignants de l'université de m'sila et l'université de Bordj-Bou-Argeridj qui ont participé à ma formation

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

*La mémoire de mes parents que leurs âmes
reposent en paix. آمين*

Toute la famille Semane, Mebarek et Izem

*A ma petite famille, ma femme en particulier ;
Tadj eddine ; abdelilah ; manora et le poussin karim*

Aux amis de travail et ceux que j'ai connu

Table des matières

Introduction Générale	1
Chapitre I : Etat de l'art sur les cheminées solaires.....	5
I.1 : Introduction	6
I.2 : Historique	6
I.3 : Description de la cheminée solaire.....	7
I.3.1 : collecteur.....	7
I.3.2 Cheminée	8
I.3.3 Turbine.....	9
I.4 : Principe de fonctionnement de la cheminée solaire	10
I.5. Systèmes de stockage	10
I.6. Les différentes méthodes de stockage	11
I.6.1 : Stockage par chauffage de sable.....	11
I.6.2 : Stockage par chauffage de galets.....	11
I.6.3 : Stockage par chauffage d'eau	12
I.7 : Avantages des cheminées solaires[15]	12
I.8 : Inconvénients[15]	13
I.9 : les projets mondiaux réalisés de cheminée solaire :	13
I.9.1 : Le projet de Manzanaras :	13
I.9.2 : Le projet australien	14
I.9.3 : Le projet Américain (Arizona) :	15
I.9.4 : Cheminées solaires flottante du grec Christo Papageorgiou	16
I.9.5 La Cheminée Solaire Namibienne	17
I.10 : Les paramètres qui affectent les performances d'une cheminée solaire :	18
I.10.1 : Paramètres climatiques	18
I.10.2 : Paramètres géométriques	23
I.10.3 : Paramètres de conception	29
Chapitre II : Matériels et méthodes	35
II.1 : Introduction	36
II.2 : Etude expérimentale.....	36
II.2.1 : Descriptif des prototypes de cheminée solaire	36
II.2.2 : Procédure expérimentale	39
II.2.3 : Etude de l'évolution des températures moyennes sur le collecteur et l'absorbeur en fonction des radiations solaires et de la température ambiante.....	42
II.2.4 : Étude de la variation des températures dans la cheminée solaire.....	43
II.2.5 : Modélisation mathématique des températures de l'absorbeur et du collecteur en fonction des radiations solaire, de la température ambiante et de la position	44
II.3 : Simulation Numérique	45
II.3.1 : Description du problème	45
II.3.2 : Modèle mathématique	46
II.3.3: Procédures numériques.....	47
II.3.4 : Principes des codes CFD (Computational Fluid Dynamics).....	48
II.3.5 : Présentation du logiciel ANSYS	48
II.3.6 : Réalisation de la géométrie	50
II.3.7 : Maillage.....	51
II.3.8 : Configuration.....	52
II.3.9 : Solution.....	54
Conclusion	55
Chapitre III : Résultats et Discussions.....	56
III.1 Introduction.....	57
III.2: Résultats expérimentaux	57
III.2.1 Etude de l'évolution des températures moyennes sur le collecteur et l'absorbeur en fonction des radiations solaires et de la température ambiante.....	57

III.2.2 Étude de la variation des températures dans la cheminée solaire	63
III.2.3 : Modélisation mathématique des températures de l'absorbeur et du collecteur en fonction des radiations solaire, de la température ambiante et de la position	71
III.3 : Résultats Numériques	80
III.3.1 : Introduction	80
III.3.2 : Description du problème	80
III.3.3 : Conditions aux limites	80
III.3.4 : Critères de convergence	82
III.3.5 : Validation du modèle	82
III.3.6 : Evolution de profil de températures	83
III.3.7 : Evolution de profil de la pression statique	84
III.3.8 : Evolution de Grandeur de vitesse	85
III.3.9 : Énergie cinétique turbulente	85
Conclusion	87
Conclusion Générale.....	89
Résumé.....	98
Mots clés :	98

LISTE DES FIGURES

FIGURE 1 : COLLECTEUR DE LA CHEMINEE SOLAIRE	7
FIGURE 2 : VERRIERE DU COLLECTEUR D'UNE CHEMINEE SOLAIRE	8
FIGURE 3 : DISPOSITION SCHEMATIQUE.....	8
FIGURE 4 : TURBINES VERTICALES DANS LE COLLECTEUR.....	9
FIGURE 5 : UNE GRANDE TURBINE HORIZONTALE DANS LA CHEMINEE	9
FIGURE 6 : PLUSIEURS PETITES TURBINES HORIZONTALES DANS LA CHEMINEE	10
FIGURE 7 : SCHEMA ILLUSTRANT LE FONCTIONNEMENT D'UNE CHEMINEE SOLAIRE	10
FIGURE 8 : PRINCIPE DE STOCKAGE DE CHALEUR, LE JOUR SOUS LA SERRE EN UTILISANT DES GALETS	11
FIGURE 9: PRINCIPE DE STOCKAGE DE LA CHALEUR LE JOUR SOUS LA SERRE EN UTILISANT DES TUBES NOIRS REMPILIS D'EAU	12
FIGURE 10 : LA CHEMINEE SOLAIRE MANZANARES	14
FIGURE 11 : PROJET DE BURONGA EN AUSTRALIE.....	15
FIGURE 12 : PROJET DE CENTRALE SOLAIRE A CHEMINEE D'ENVIROMISSION EN ARIZONA	16
FIGURE 13 : CHEMINEE SOLAIRE FLOTTANTE.....	17
FIGURE 14 : LA CHEMINEE SOLAIRE NAMIBIEN	17
FIGURE 15: LE PROTOTYPE DE L'UNIVERSITE D'ADYAMAN, TURQUIE	19
FIGURE 16 : DESSIN SCHEMATIQUE DE LA TOUR SOLAIRE MONTRANT LES CONDITIONS AMBIANTES ET LA CONFIGURATION DE LA TOUR	20
FIGURE 17 : LE PROTOTYPE D'EXPERIENCE DE MAIA ET AL.	25
FIGURE 18: ÉTUDE DES EFFETS DE DIFFERENTS RAYONS DE COLLECTEUR SUR LE SYSTEME PILOTE SCPP DE MANZANARES	27
FIGURE 19 : EFFETS DE DIFFERENTS RAYONS DE COLLECTEUR SUR LA PUISSANCE PRODUITE PAR UNE CENTRALE SCPP	28
FIGURE 20 : LE PROTOTYPE ETUDIE DE SHAHERZA ET IMANI	29
FIGURE 21 : EFFETS DE DIFFERENTS RAYONS DE COLLECTEUR SUR LE RENDEMENT DU SCPP.	30
FIGURE 22 : EFFETS DE DIFFERENTS RAYONS DE COLLECTEUR SUR LA PUISSANCE PRODUITE PAR UNE CENTRALE SOLAIRE A CHEMINEE DE 100 M DE HAUTEUR.....	30
FIGURE 23 : RESEAU THERMIQUE DE CONVERSION SOLAIRE DANS LE COURANT ASCENDANT CAPTEUR SOLAIRE	31
FIGURE 24 : PROTOTYPE DE GHALAMACHI ET AL.	32
FIGURE 25 : PROTOTYPE AL-AZAWIEY ET AL.....	32
FIGURE 26 : MODELE PROPOSE PAR MOHAMMED A. AURYBI ET AL.	33
FIGURE 27 : LE PREMIER PROTOTYPE EXPERIMENTAL	37
FIGURE 28 : DEUXIEME PROTOTYPE EXPERIMENTALE.	37
FIGURE 29 : CAPTEURS DE TEMPERATURES	40
FIGURE 30 : ANEMOMETRE	41
FIGURE 31 : PYRANOMETRE	41
FIGURE 32 : POSITION DES CAPTEURS SUR LA CHEMINEE SOLAIRE	42
FIGURE 33 : VARIATION DU RAYONNEMENT SOLAIRE ET DE TEMPERATURE AMBIANTE DURANT L'EXPERIENCE.	43
FIGURE 34 : POSITION DES SONDAS SUR LE PROTOTYPE EXPERIMENTALE 2	44
FIGURE 35: POSITION DES SONDAS SUR LE PROTOTYPE EXPERIMENTALE 3	45
FIGURE 36 : DIFFERENTES ETAPES DE LA SIMULATION NUMERIQUE EN UTILISANT LE LOGICIEL ANSYS 2019R3.	49
FIGURE 37 : LA PORTION DE 25 DEGREE DU PROTOTYPE DE LA CHEMINEE SOLAIRE ETUDIE.....	50
FIGURE 38 : DESSIN ET DIMENSIONS DE PROTOTYPE DE LA CHEMINEE SOLAIRE.	51
FIGURE 39 : STRUCTURE DE MAILLAGE CONSIDEREE POUR L'ANALYSE CFD DU SCPP	52
FIGURE 40 : CONFIGURATION DU SOUS LOGICIEL FLUENT.....	53
FIGURE 41 : PROPRIETES PHYSIQUES ET THERMIQUES DE LA VITRE EN PLEXIGLAS.....	53
FIGURE 42 : PROPRIETES PHYSIQUES ET THERMIQUES DE L'ABSORBEUR	53
FIGURE 43 : PROPRIETES PHYSIQUES ET THERMIQUES DE LA TOUR.....	54
FIGURE 44 : SOLUTION DE SYSTEME DE CALCUL.....	54
FIGURE 45 : VARIATION DES TEMPERATURES SUR LE COLLECTEUR.....	58
FIGURE 46 : VARIATION DES TEMPERATURES SUR L'ABSORBEUR.....	58

FIGURE 47 : ÉVOLUTION DES TEMPERATURES MOYENNES DU COLLECTEUR ET DE L'ABSORBEUR AU COURS DU TEMPS	59
FIGURE 48 : EFFET DE LA TEMPERATURE AMBIANTE SUR LA TEMPERATURE MOYENNE DU COLLECTEUR.....	60
FIGURE 49 : EFFET DU RAYONNEMENT SOLAIRE SUR LA TEMPERATURE MOYENNE DU COLLECTEUR	60
FIGURE 50 : COMPARAISON DES TEMPERATURES MOYENNES DU COLLECTEUR EXPERIMENTALES ET MODELISEES	61
FIGURE 51 : EFFET DE LA TEMPERATURE AMBIANTE SUR LA TEMPERATURE MOYENNE DE L'ABSORBEUR	61
FIGURE 52 : EFFET DE L'IRRADIATION SOLAIRE SUR LA TEMPERATURE MOYENNE DE L'ABSORBEUR.....	62
FIGURE 53 : COMPARAISON DES TEMPERATURES MOYENNES DE L'ABSORBEUR EXPERIMENTALES ET MODELISEES	63
FIGURE 54 : ÉVOLUTION DE LA TEMPERATURE DU COLLECTEUR.....	64
FIGURE 55 : ÉVOLUTION DE LA TEMPERATURE DE L'ABSORBEUR	64
FIGURE 56 : ÉVOLUTION DE LA TEMPERATURE DE L'AIR	65
FIGURE 57 : ÉVOLUTION DE LA TEMPERATURE DANS LA CHEMINEE	65
FIGURE 58 : ÉVOLUTION DE LA TEMPERATURE DANS LA CHEMINEE EN FONCTION DE LA POSITION POUR DEUX MOMENTS DIFFERENTS	66
FIGURE 59 : EVOLUTION DE LA TEMPERATURE DU COLLECTEUR, DE L'AIR ET DE L'ABSORBEUR EN FONCTION DES QUATRE POSITIONS DE MESURE.....	67
FIGURE 60 : EVOLUTION DE LA TEMPERATURE AMBIANTE ET LES TEMPERATURES MOYENNES DU COLLECTEUR, DE L'AIR, DE L'ABSORBEUR ET DE LA CHEMINEE AU FIL DU TEMPS.....	67
FIGURE 61 : VARIATION DE LA TEMPERATURE MOYENNE DE L'ABSORBEUR EN FONCTION DE LA TEMPERATURE MOYENNE DU COLLECTEUR.	68
FIGURE 62 : VARIATION DE LA TEMPERATURE MOYENNE DE L'AIR.	68
FIGURE 63 : VARIATION DE LA TEMPERATURE MOYENNE DE LA CHEMINEE	70
FIGURE 64 : ÉVOLUTION DE LA TEMPERATURE LE LONG DU RAYON DU COLLECTEUR (A) ET DE L'ABSORBEUR (B).	71
FIGURE 65 : ÉVOLUTION DE LA TEMPERATURE DES POINTS 1, 2, 3, 4 ET 5 DU COLLECTEUR.....	73
FIGURE 66 : ÉVOLUTION DE LA TEMPERATURE DES POINTS DE L'ABSORBEUR 1, 2, 3, 4 ET 5	75
FIGURE 67 : COMPARAISON DES VALEURS DE TEMPERATURE DU CAPTEUR (EXPERIMENTALES ET MODELISEES) AUX DIFFERENTS POINTS (1, 2, 3, 4 ET 5).	78
FIGURE 68 : COMPARAISON DES VALEURS DE TEMPERATURE DE L'ABSORBEUR (EXPERIMENTALES ET MODELISEES) AUX DIFFERENTS POINTS (1, 2, 3, 4 ET 5).....	79
FIGURE 69 : PORTIONS DE 25° DU PROTOTYPE	80
FIGURE 70 : CONVERGENCE DE CALCUL	82
FIGURE 71 : EVOLUTION DES PROFILS DE TEMPERATURES NUMERIQUES ET EXPERIMENTALE SUR LE COLLECTEUR	83
FIGURE 72 : ÉVOLUTION DE PROFILS DE TEMPERATURES	83
FIGURE 73 : PROFIL DE TEMPERATURE	84
FIGURE 74 : PROFIL DE PRESSION STATIQUE	84
FIGURE 75 : PROFILE DE LA VITESSE SUR LA CHEMINEE SOLAIRE	85
FIGURE 76 : DISTRIBUTION DE L'ENERGIE CINETIQUE TURBULENTE	86

LISTE DES TABLEAUX

TABLEAU 1 : PROPRIETES PHYSIQUES ET THERMIQUES DU PLEXIGLAS	38
TABLEAU 2 : LES PROPRIETES THERMO-PHYSIQUES DE L'AIR	39
TABLEAU 3 : PROPRIETES PHYSIQUES DE L'ACIER	39
TABLEAU 4 : LES CARACTERISTIQUES GEOMETRIQUES DU PROTOTYPE DE CHEMINEE SOLAIRE.....	47
TABLEAU 5 : LES PROPRIETES DES MATERIAUX DE CONSTRUCTION DU PROTOTYPE DE CHEMINEE SOLAIRE	47
TABLEAU 6 : MODELES MATHEMATiques DE LA TEMPERATURE DU COLLECTEUR (T_{COL}) A CHAQUE POINT.....	74
TABLEAU 7 : MODELES MATHEMATiques DE LA TEMPERATURE DU COLLECTEUR (T_{COL}) A CHAQUE POINT	74
TABLEAU 8 : LES MODELES MATHEMATiques DE TABS A CHAQUE POINT EN FONCTION DE G ET DE T_{AMB}	76
TABLEAU 9 : LES MODELES MATHEMATiques DE TABS A CHAQUE POINT EN FONCTION SIMULTANEE DE G ET DE T_{AMB}	76
TABLEAU 10 : LES INDICES STATISTIQUES DES MODELES GLOBAUX DE T_{COL} ET TABS A CHAQUE POINT.....	78
TABLEAU 11 : CONDITIONS AUX LIMITES.....	81

Nomenclature

Absorptivité de vitrage	A
Surface de collecteur (m^2)	A_c
Radiation solaire (W/m^2)	G
Le Coefficient de transfert radial sol-vitre ($W/m^2\text{°c}$)	H_{rc-sol}
Le Coefficient de transfert radial du ciel ($W / m^2\text{°c}$)	h_{rciel}
Hauteur du collecteur (m)	H_c
Température du fluide	T_f
Température du ciel	T_{ciel}
Température du collecteur	T_c
Température d'absorbeur	T_{Abs}
Température ambiante	T_{amb}
Coefficient de transfert convectif	h_c
Masse volumique de l'air kg/m^3	P
Viscosité dynamique de l'air	μ
Gravité m/s^2	g
Capacité calorifique de l'air	C_p
Vitesse dans la direction axiale	W
Vitesse dans la direction radiale	U
Nombre de Rayleigh	Ra
Nombre de nusselt	Nu
Nombre de prandtl turbulent pour k	σ_k
Nombre de prandtl turbulent pour ε	σ_ε
Viscosité turbulente	μ_t



Introduction Générale

Introduction Générale

Avec l'augmentation de la population et l'amélioration des conditions de vie, l'énergie est devenue de plus en plus nécessaire. L'exploitation de sources d'énergie non renouvelables comme le charbon, le pétrole et le gaz présente le danger d'épuiser les réserves de ces ressources tout en engendrant des problèmes de pollution. Il est donc primordial de rediriger nos efforts et recherches vers l'énergie renouvelable pour garantir une énergie propre et pérenne.

Actuellement, la recherche scientifique se concentre de plus en plus sur les technologies d'énergie propre et renouvelable. L'énergie solaire figure parmi les sources les plus prometteuses. De nombreuses technologies ont été mises au point pour exploiter et transformer cette énergie en électricité. Certaines de ces technologies ont rencontré un grand succès commercial, comme le photovoltaïque[1],[2]. L'AIE (Agence Internationale de l'Energie) prévoit que la part des énergies renouvelables dans l'approvisionnement mondial en électricité passera de 28,7 % (2021) à 43 % (2030)[3]. De même, les deux tiers de cette augmentation de la demande en électricité durant cette période seront assurés par le développement des technologies éoliennes et photovoltaïques[4].

Une autre technologie utilisant le rayonnement solaire pour la production d'électricité est la cheminée solaire, elle présente des avantages particuliers, tels que le fait de ne pas nécessiter de sources d'énergie supplémentaires comme le gaz ou l'eau, et d'être capable de produire de l'énergie à la fois le jour et la nuit. Les chercheurs se sont récemment intéressés à la cheminée solaire, qui est moins courante que le système photovoltaïque et présente une faible efficacité. Les systèmes photovoltaïques convertissent directement l'énergie solaire en énergie électrique. Cependant, la cheminée solaire produit de l'électricité de manière indirecte en convertissant le rayonnement solaire en énergie cinétique par l'air, qui est ensuite transformée en énergie électrique dans un générateur à turbine. La cheminée solaire a l'avantage de pouvoir stocker l'énergie solaire pendant la journée et ainsi produire de l'énergie à la fois le jour et la nuit, tandis que le système photovoltaïque ne produit de l'électricité que pendant la journée. La cheminée solaire a des frais de maintenance relativement faibles[5]. Elle est considérée comme un choix réaliste et économique pouvant aider les pays en développement à répondre à leurs besoins énergétiques[6].

Récemment, l'exploitation et l'utilisation des cheminées solaires ont considérablement augmenté en raison de leur simplicité et de leur large potentiel d'application. Le prototype de

Manzanares, qui a été le premier prototype de cheminée solaire construit, a produit 50 kW d'électricité pendant 8 années consécutives, confirmant la possibilité de cette technologie.

Avec l'augmentation des recherches sur ce sujet, il y a eu ces dernières années une tendance à étudier les effets des paramètres géométriques et environnementaux sur la cheminée solaire à travers des études théoriques, expérimentales et CFD. Les performances de la cheminée solaire sont influencées par un certain nombre de paramètres, qui peuvent être divisés en trois catégories : les paramètres climatiques, les paramètres géométriques et les paramètres liés à la conception. Les facteurs climatiques tels que les irradiances solaire ; la température ambiante et la vitesse du vent sont spécifiques à la région de l'étude[7]. Les paramètres géométriques regroupent le diamètre et la hauteur de collecteur, le diamètre de la cheminée, la hauteur de la cheminée et le diamètre de l'absorbeur. Le dernier paramètre est lié à la conception (convergente, verticale et divergente) du collecteur et de la cheminée de la centrale. Suite à tous les travaux cités dans la littérature, toutes les études sont basées sur la température du fluide lui-même.

Conformément aux travaux recensés dans la littérature, l'ensemble des études antérieures se focalise principalement sur la température du fluide lui-même. Dans le cadre de cette thèse, nos recherches s'orientent vers l'analyse des variations thermiques au niveau de l'absorbeur et du collecteur, lesquelles induisent une élévation de la température de l'air, favorisant ainsi son déplacement vers la cheminée et améliorant par conséquent les performances de cette dernière. Une étude expérimentale porte sur l'analyse de la distribution de la température dans une cheminée solaire (le collecteur et l'absorbeur et l'air qui s'écoule entre le collecteur et l'absorbeur et la cheminée). L'objectif principal consiste à quantifier l'impact des températures de l'absorbeur et du collecteur sur la température de l'air et la température de la cheminée avec des modèles mathématiques.

Par ailleurs, les effets des conditions climatiques particulièrement le rayonnement solaire et la température ambiante ont été analysés sur les températures moyennes calculées du collecteur et de l'absorbeur et des modèles mathématiques décrivant la variation de la température moyenne de l'absorbeur et de la température moyenne du collecteur en fonction du rayonnement solaire et de la température ambiante ont été développés.

Un modèle mathématique complet a été élaboré pour décrire la dynamique de température du collecteur et de l'absorbeur en relation avec trois variables : le rayonnement solaire ; la température ambiante et le rayon (position du point).

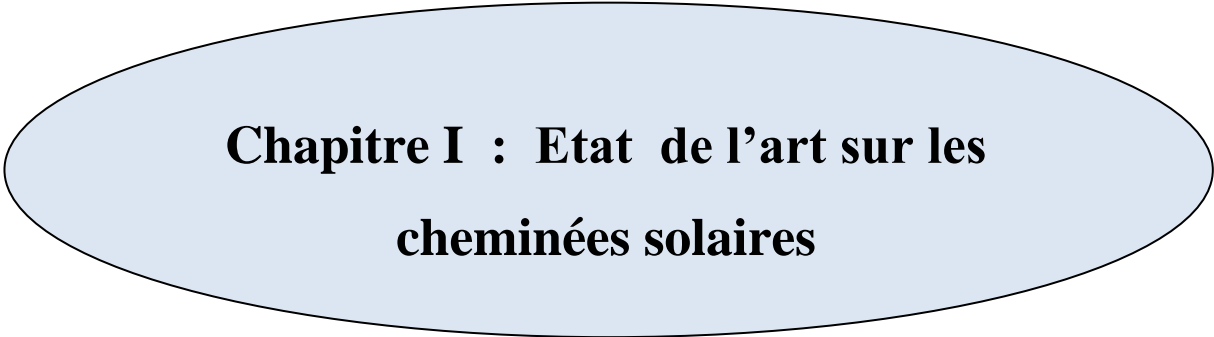
Enfin, une simulation numérique du prototype de cheminée solaire employé dans cette recherche a été réalisée à l'aide du logiciel ANSYS. Cette simulation a fait l'objet d'une validation expérimentale rigoureuse. L'étude a également porté sur l'influence du rayon du collecteur sur le comportement dynamique du fluide au sein de la cheminée.

La présente thèse a pour objectif la modélisation d'une cheminée solaire et se structure en trois chapitres. Le premier chapitre est consacré à l'état de l'art sur les cheminées solaires, l'historique, ces composants, le principe de fonctionnement, les projets qui ont été réalisés auparavant et les paramètres qui affectent les performances de la chemine solaire.

Le deuxième chapitre est consacré aux procédures expérimentales et numériques, ce chapitre se divise en deux parties, la première décrivant la procédure des expériences effectuées et la deuxième les étapes effectués pour la réalisation de notre simulation numérique.

Le troisième chapitre se concentre sur les résultats et leur discussion, du point de vue de la théorie de dynamique des fluides et de transfert thermique. Ces résultats ont été validés par la simulation numérique en utilisons le logiciel Ansys.

Enfin, une conclusion vient clore cette étude en récapitulant les principaux résultats obtenus et en formulant les recommandations qui en découlent.



**Chapitre I : Etat de l'art sur les
cheminées solaires**

I.1 : Introduction

La cheminée solaire est une méthode de production d'électricité qui utilise l'énergie solaire. Elle exploite l'énergie cinétique produite par les mouvements naturels de l'air chauffé par la radiation solaire.

Ce chapitre décrit des notions générales sur les cheminées solaires à savoir ; la composition, le principe de fonctionnement, les avantages, les inconvénients, les projets qui ont été réalisés auparavant et en fin les paramètres qui affectent les performances de la cheminée solaire.

I.2 : Historique

Au fil des ans, de nombreux chercheurs à travers le monde ont suggéré divers projets de tours solaires. L'idée a été initialement formulée par le colonel espagnol Isidoro Cabanyes, qui a présenté un modèle de tour solaire dans la revue *La Energía Eléctrica* en 1903. C'est en 1926 que le physicien français Bernard Dubos proposa d'utiliser un courant d'air vertical produit par un grand tuyau installé sur le versant d'une montagne. En 1931, Hanns Günther, originaire d'Allemagne, a également présenté une ébauche précoce de l'idée du tour solaire[4]

Entre 1940 et 1960, le scientifique français Edgard Nazare a élaboré un dispositif novateur nommé « tour à dépression », actuellement connu sous le terme de « tour à vortex ». Ceci fait suite à ses observations des tourbillons de sable dans la partie sud du Sahara et l'analyse de leurs propriétés grâce à son déclinomètre-alidade portatif. Il a initialement déposé un brevet à Alger en 1956, puis l'a redéposé à Paris en 1964. Ce concept visait à générer un courant ascendant tourbillonnaire artificiel à l'intérieur d'une tour en forme de tuyère de Laval, permettant ainsi de récupérer une partie de l'énergie à l'aide de turbines. Plus tard, en 1975, l'ingénieur canadien Louis M. Michaud publia dans le bulletin de la Société américaine de météorologie un projet similaire, la Vortex Power Station, reposant sur le même principe d'ascendance tourbillonnaire, mais appliqué à une tour de forme cylindrique".

C'est en 1981 qu'a été réalisé le premier prototype fonctionnel de cheminée solaire à Manzanares, en Espagne, sous la conduite de l'ingénieur allemand Jörg Schlaich, grâce à l'appui du ministère allemand de la Recherche et de la Technologie. Contrairement aux tours à vortex, cette installation reposait sur le principe d'une cheminée solaire classique, avec une efficacité cinq fois moindre à hauteur équivalente. D'une hauteur de 194 mètres et d'une puissance de 50 kW, elle fonctionna jusqu'en 1989, avant d'être arrêtée en raison

d'un coût du kilowattheure trop élevé, environ cinq fois supérieur à celui d'une centrale thermique conventionnelle.

Pour finir, le 8 octobre 1985, l'inventeur russe George Mamulashvili déposa un brevet pour une invention semblable à la tour à vortex, qu'il appela Vertical Aerothermal Power Station. Actuellement, les Anglo-Saxons différencient ces deux technologies en qualifiant la cheminée solaire de Système Upwind à Flux Unique et la tour à vortex de Système à Flux Tourbillonnant[8].

I.3 : Description de la cheminée solaire

Une cheminée solaire, également appelée cheminée thermique ou cheminée provençale, est un dispositif permettant de produire de l'électricité à partir de l'énergie solaire en utilisant le principe de convection de l'air. L'air en mouvement génère une énergie cinétique, captée ensuite par un système de turbines et de générateurs. Sa conception simple présente plusieurs avantages, notamment des coûts de construction et de maintenance réduits, une grande robustesse, une longue durée de vie et une accessibilité accrue pour les pays en développement. Ce principe est utilisé depuis des siècles, notamment par les Perses au Moyen-Orient et au Proche-Orient, ainsi que par les Romains en Europe durant l'Antiquité[9]. Une cheminée solaire se compose de trois éléments majeurs : le collecteur, la cheminée et la turbine.

I.3.1 : collecteur

Le collecteur, destiné à produire de l'air chaud via l'effet de serre, a une hauteur variant de 2 à 6 mètres et couvre une vaste surface qui peut s'étendre sur plusieurs milliers de mètres carrés, comme illustré par la figure 1.



Figure 1 : collecteur de la cheminée solaire[10].

Le toit de la serre peut être réalisé avec divers matériaux, notamment le verre ou des films plastiques. Le verre s'avère être le plus performant, avec une efficacité de conversion de

l'énergie solaire en chaleur pouvant atteindre 70 %, et une moyenne annuelle avoisinant les 50 %. De plus, avec un entretien régulier, sa durée de vie peut facilement dépasser 60 ans. En raison du poids important du verre, les collecteurs doivent être équipés d'une structure dotée de barres solidement fixées et suffisamment robustes pour supporter la masse du toit (voir figure 2).



Figure 2 : Verrière du collecteur d'une cheminée solaire[11]

I.3.2 Cheminée

L'élément central du système est la cheminée, qui peut prendre diverses formes : de section constante, convergente ou divergente (voir figure 3). On peut la réaliser en béton, en acier ou à l'aide de membranes plastiques. Cependant, les constructions en béton ou en acier ont généralement une longévité supérieure à celle des matériaux plus légers. Le rendement de la cheminée n'est pas déterminé par la température absolue de l'air à l'entrée, mais plutôt par la différence de température entre l'air à l'intérieur de la cheminée et l'air environnant au sommet

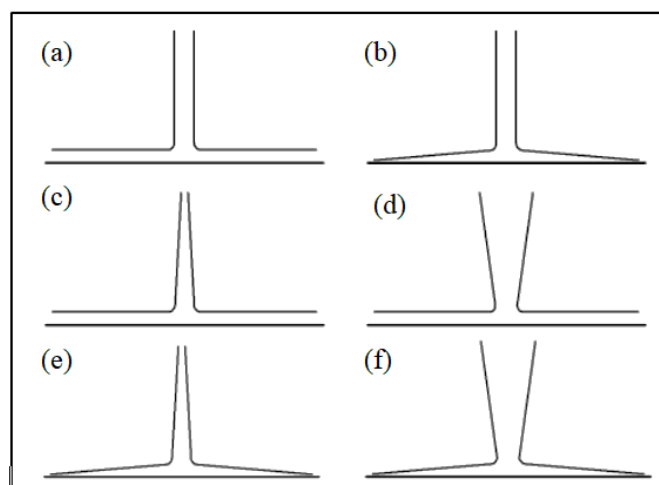


Figure 3 : Disposition schématique[12]

(a) schéma de référence (b) un collecteur incliné avec une cheminée à section constante (c) un collecteur à taille constante avec une cheminée convergente (d) un collecteur à taille constante avec une cheminée à section divergente, (e) un collecteur incliné avec une cheminée à section convergente (f) un collecteur incliné avec une cheminée à section divergente[12]

I.3.3 Turbine

On place toujours les turbines dans les régions où la vitesse du vent est maximale, dans le but d'optimiser la transformation de l'énergie cinétique en énergie mécanique. Le générateur, qui est actionné par la turbine, transforme ensuite cette énergie mécanique en énergie électrique. Les turbines peuvent être mises en place de manière verticale à la fin du collecteur (figure 4) ou de façon horizontale à l'intérieur de la cheminée. Afin de maximiser la récupération d'énergie de l'air réchauffé, il est nécessaire que les pales des turbines couvrent intégralement l'ouverture de la cheminée. Ainsi, il est conseillé d'utiliser soit une grande turbine (figure 5), soit plusieurs petites turbines (figure 6) placées à la base de la cheminée.

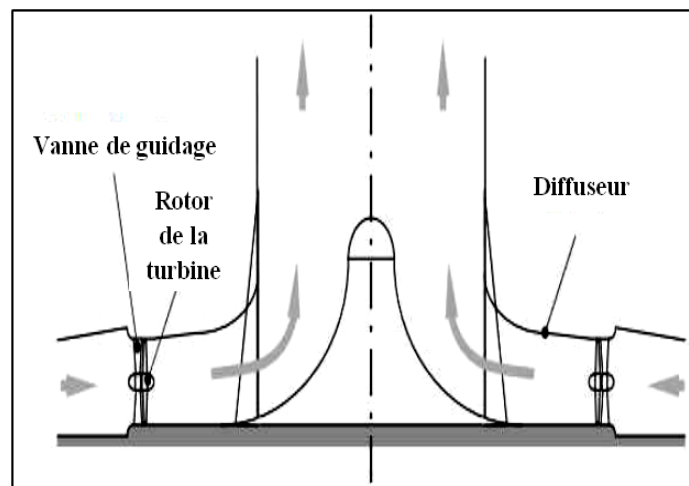


Figure 4 : Turbines verticales dans le collecteur[13]

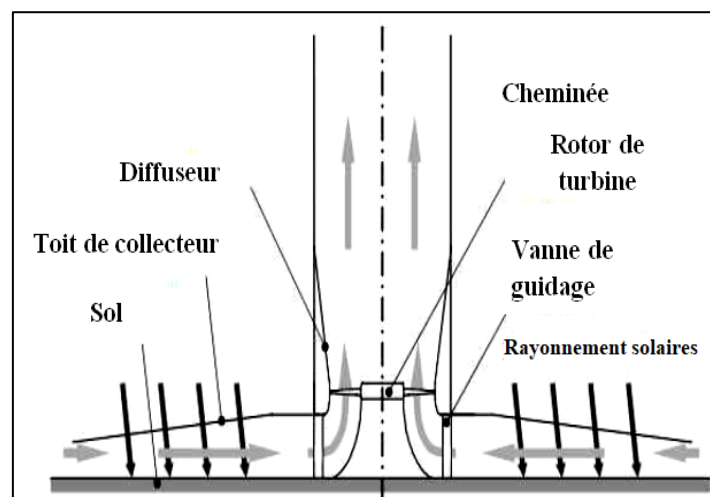


Figure 5 : Une grande turbine horizontale dans la cheminée[13]

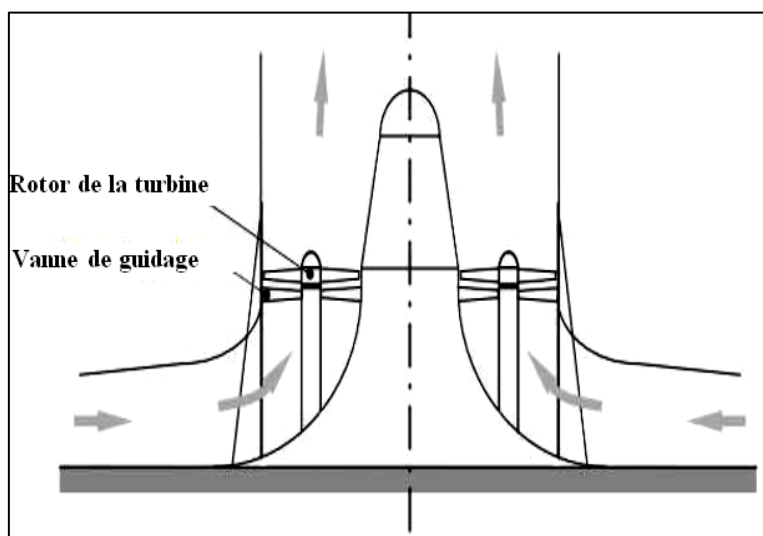


Figure 6 : Plusieurs petites turbines horizontales dans la cheminée[13]

I.4 : Principe de fonctionnement de la cheminée solaire

L'air à l'intérieur du collecteur est chauffé par la lumière du soleil, ce qui crée un effet de serre. Le collecteur est ouvert sur les côtés pour permettre à l'air frais d'entrer. Étant moins dense que l'air froid, l'air chaud monte vers le haut d'une cheminée verticale située au milieu du collecteur. Une turbine éolienne, placée à la base du conduit de cheminée, est positionnée dans ce courant d'air pour transformer l'énergie cinétique en énergie mécanique. Par la suite, le générateur actionné par la turbine convertit cette énergie mécanique en énergie électrique (figure 7).

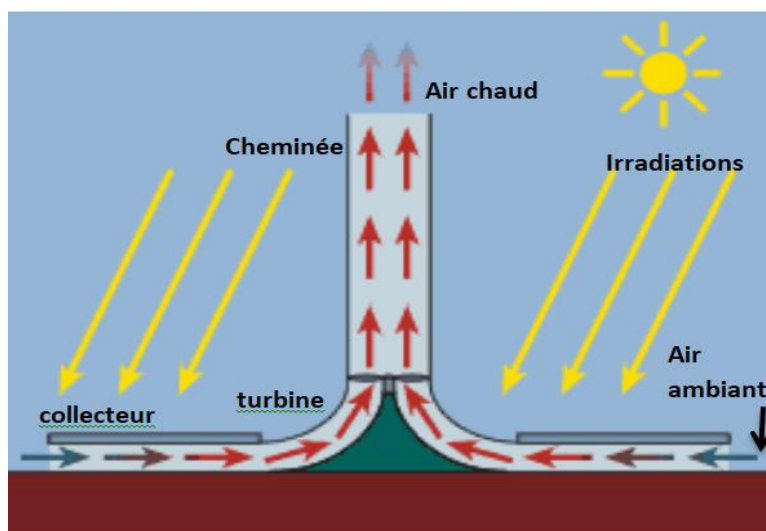


Figure 7 : Schéma illustrant le fonctionnement d'une cheminée solaire[4]

I.5. Systèmes de stockage

La cheminée solaire fonctionne grâce au rayonnement solaire, ce qui signifie qu'elle est active pendant la journée. Cependant, en absence de rayonnement solaire, notamment à la nuit, son fonctionnement s'arrête. Pour pallier ce problème, l'énergie captée durant la

journée est stockée afin de permettre à la cheminée de continuer à fonctionner après le coucher du soleil.

I.6. Les différentes méthodes de stockage

Différentes techniques permettent de stocker l'énergie accumulée en journée pour une utilisation nocturne. Actuellement, les méthodes les plus couramment utilisées sont les suivantes :

I.6.1 : Stockage par chauffage de sable

Le sable, exposé au soleil, absorbe et emmagasine la chaleur tout au long de la journée. L'air chaud généré est ensuite dirigé vers la cheminée, entraînant la rotation de la turbine et permettant ainsi la production d'électricité. Une fois la nuit tombée, la chaleur emmagasinée est progressivement libérée, assurant la continuité du fonctionnement de la turbine.

Une particularité de ce système réside dans l'ajout d'une porte à air, qui permet d'intégrer l'énergie éolienne au réseau électrique. Cela garantit un fonctionnement optimal même en hiver, lorsque l'ensoleillement est réduit. Ainsi, le système peut fonctionner en continu, 24 heures sur 24, tout au long de l'année.

I.6.2 : Stockage par chauffage de galets

Pour optimiser la production d'électricité pendant la nuit, il est possible d'installer des galets sous la serre. Grâce à leur forte capacité de stockage thermique, ces galets emmagasinent la chaleur solaire en journée et la restituent progressivement, permettant ainsi d'améliorer le rendement énergétique du système. En journée, les galets absorbent en continu l'énergie solaire, emmagasinant ainsi la chaleur qu'ils restitueront progressivement pendant la nuit.

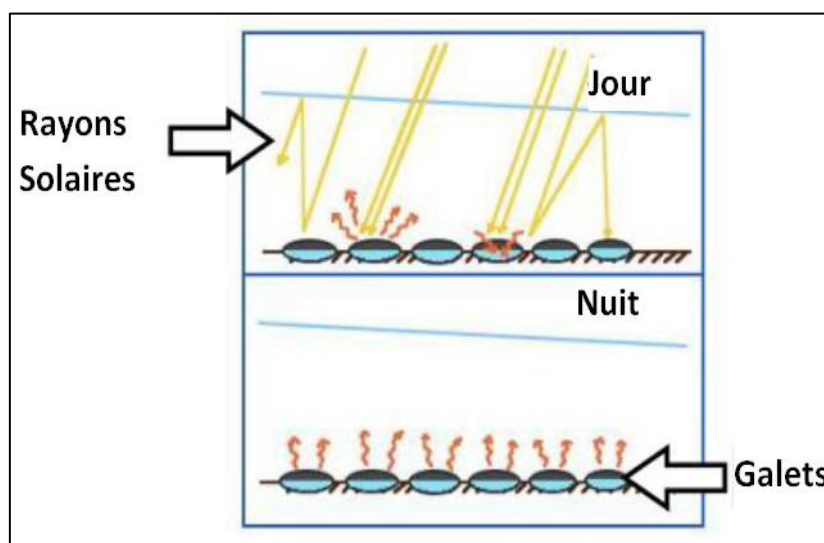


Figure 8 : Principe de stockage de chaleur, le jour sous la serre en utilisant des galets[14]

I.6.3 : Stockage par chauffage d'eau

Étant donné que les collecteurs génèrent de l'air chaud grâce à l'effet de serre, il est possible de prolonger la production d'électricité durant la nuit en plaçant sous la serre des réservoirs tubulaires noirs remplis d'eau, comme illustré dans la Figure 9. Ces réservoirs absorbent la chaleur solaire en journée et la restituent progressivement après le coucher du soleil, assurant ainsi un fonctionnement continu du système.

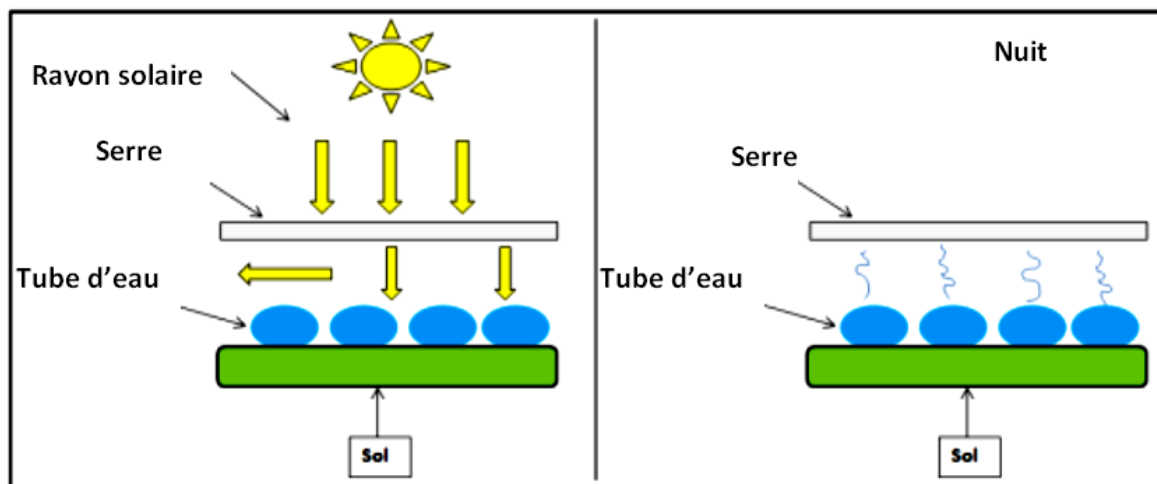


Figure 9: Principe de stockage de la chaleur le jour sous la serre en utilisant des tubes noirs remplis d'eau[14]

Le toit de la serre peut être fabriqué à partir de divers matériaux tels que le verre ou les films plastiques, chaque option offrant ses propres avantages. Les réservoirs d'eau emmagasinent la chaleur durant le jour et la diffusent dans l'air pendant la nuit. Les tubes, une fois remplis, demeurent scellés de manière étanche, supprimant ainsi la nécessité d'ajouter de l'eau par la suite. On évalue leur capacité à gérer une hauteur d'eau variant entre 5 et 20 cm, en fonction de la puissance souhaitée pour la production nocturne. Toutefois, le stockage d'énergie pour la nuit entraîne une diminution de la production durant le jour. On peut ajuster la production lors des périodes de forte demande, quand le prix de l'électricité peut être multiplié par 3 à 10 par rapport aux heures creuses, maximisant ainsi la rentabilité du dispositif[14].

I.7 : Avantages des cheminées solaires[15]

- Les cheminées solaires conviennent particulièrement à la production d'électricité dans les régions désertiques et sèches.
- Le système de stockage thermique permettra à la cheminée solaire de fonctionner uniquement avec de l'énergie solaire, garantissant une fourniture d'énergie aussi bien en journée que durant la nuit. En effet, c'est le contraste entre la température à l'intérieur de la

serre et celle de l'air extérieur qui détermine son fonctionnement. Or, même durant la nuit, l'air traversant la serre reste réchauffé par l'inertie thermique du sol.

- Aucun carburant (combustion) n'est nécessaire.
- Elle n'a pas besoin d'eau pour le refroidissement et convient aux zones où l'extrême sécheresse prévaut.
- La cheminée solaire se distingue par sa grande fiabilité et demande un entretien minimal en comparaison avec d'autres installations de production d'électricité.
- Pour construire une cheminée solaire, il faut du béton, du verre et de l'acier, des matériaux que l'on peut trouver en abondance partout sur la planète.
- Fonctionne à partir de l'énergie solaire directe et diffuse, donc opérationnelle même en conditions nuageuses.
- On estime que la durée de vie est d'environ 80 ans, nécessitant un entretien quasi nul (remplacement des roulements des turbines).
- Il n'y a aucun danger de pollution environnementale en cas de panne ou lors du démantèlement.
- Utilisation pour l'agriculture.

I.8 : Inconvénients[15]

- Le capital initial nécessaire est plus important.
- La production ne reste pas stable tout au long de la journée ou de l'année.
- Le collecteur prend une superficie considérable.
- Effet visuel défavorable (certains considèrent cela comme une détérioration du paysage).
- Certaines prévisions estiment que les coûts d'investissement pour la production d'électricité via une cheminée solaire sont cinq fois plus élevés que ceux générés par une turbine à gaz.
- L'édification de cette imposante structure requiert une expertise poussée en ingénierie ainsi qu'une grande quantité de matériaux.

I.9 : les projets mondiaux réalisés de cheminée solaire :

I.9.1 : Le projet de Manzanares :

Des recherches théoriques approfondies, ainsi qu'un large éventail d'expériences en soufflerie a conduit à l'établissement d'une centrale expérimentale ayant une puissance maximale de 50 kW. Cette installation a été érigée en 1981-1982 sur un site mis à disposition par le service public espagnol Unión Eléctrica Fenosa à Manzanares, situé à environ 150 kilomètres au sud de la ville Madrid, avec un financement du ministère de la

Recherche et de la Technologie de la République fédérale d'Allemagne (BMFT) (Figure 10).

L'objectif de ce projet de recherche était de valider, par des mesures sur site, les performances théoriques estimées, ainsi que d'analyser l'impact des différents composants sur l'efficacité et le rendement de l'installation dans des conditions réelles d'ingénierie et météorologiques. Les principales spécifications ; dimensions et caractéristiques techniques de l'usine sont les suivantes[14]:

- Cheminée de Hauteur : $H_T = 194,6$ m
- Rayon de la tour de cheminée: $R_T = 5,08$ m
- Rayon moyen du capteur : $R_C = 122,0$ m
- Hauteur moyen du toit: $H_C = 1,85$ m
- Puissance nominale: 50 kW
- Toiture en plastique: 40 000 m² ; Toit en verre: 6 000 m² .



Figure 10 : La Cheminée solaire Manzanares[14]

I.9.2 : Le projet australien

Un projet d'une tour solaire, nommé « Projet de Buronga », est en cours de développement en Australie par la société Enviromission. Cette installation ambitieuse prévoit la construction d'une cheminée solaire de 990 mètres de son hauteur et 70 mètres du diamètre (voir Figure 11). La centrale pourrait produire jusqu'à 200 MW d'électricité, ce qui serait suffisant pour alimenter environ 200 000 foyers.

Ce projet se distingue par son ampleur, étant l'un des plus ambitieux au monde en matière de production d'énergie renouvelable propre et sécurisée. À titre de comparaison, la majorité des centrales solaires existantes ou prévues ne dépassent pas les 10 MW, soit une capacité vingt fois inférieure. Bien que la production de cette centrale demeure inférieure à

celle d'un réacteur nucléaire moderne (environ sept fois moins), elle représente néanmoins une alternative crédible et durable.

L'investissement nécessaire pour ce projet est estimé à 400 millions d'euros, soit un coût de 2 €/W. En comparaison, en 2008, un système photovoltaïque coûtait environ trois fois plus, tandis qu'une centrale solaire thermodynamique récente de 11 MW affichait un coût de 3,2 €/W, soit 1,6 fois supérieur. Malgré ces chiffres encourageants, le coût du kilowattheure produit par la cheminée solaire resterait quatre à cinq fois supérieur au coût de l'électricité produite à partir du charbon, qui constitue 95 % de la production énergétique en Australie[16].

Les Spécifications de projet :

- Hauteur de la cheminée : 990 mètres.
- Diamètre du collecteur solaire : 7 kilomètres, couvrant une surface d'environ 38,5 km².
- Température de l'air chauffé à l'entrée de la cheminée : environ 70 °C.
- Vitesse moyenne de l'air ascendant dans la cheminée : 15 m/s.
- Puissance produite : 200 MW.



Figure 11 : Projet de Buronga en Australie[16]

I.9.3 : Le projet Américain (Arizona) :

Dans le désert de l'Arizona, un ambitieux projet de tour solaire est actuellement en développement. Cette structure monumentale atteindra une hauteur de 800 mètres pour un diamètre de 130 mètres, soit 60 mètres de plus que la Burj Khalifa de Dubaï (Figure 12), ce qui en ferait l'une des plus hautes constructions au monde. Elle vise à produire une puissance installée de 200 MW, capable d'alimenter en électricité entre 100 000 et 150 000 foyers américains.

Ce projet nécessiterait un investissement considérable, estimé à 750 millions de dollars. Le site retenu, bénéficiant d'un ensoleillement intense, connaît des températures ambiantes avoisinant les 40 °C. Le principe repose sur la création d'un effet de serre à la base de la tour, ce qui permet d'élever la température du sol jusqu'à 80 à 90 °C. L'air ainsi chauffé s'engouffre dans la cheminée, où il s'élève en entraînant des turbines qui convertissent cette énergie thermique en électricité.

La hauteur exceptionnelle de la tour joue un rôle crucial : plus la cheminée est plus élevée, plus le différentiel de température est important, ce qui améliore considérablement le rendement énergétique. L'un des avantages majeurs du système réside dans sa capacité à produire de l'électricité de manière continue pendant environ 80 ans, avec très peu d'entretien. Enfin, the Southern California Public Power Authority, a déjà signé un accord pour acheter l'électricité générée par la tour pendant 30 ans, renforçant la viabilité économique du projet[17].



Figure 12 : Projet de centrale solaire à cheminée d'EnviroMission en Arizona[17]

I.9.4 : Cheminées solaires flottante du grec Christo Papageorgiou

La Figure 13 présente le projet de tour solaire flottante proposé par un inventeur grec. C'est une structure flexible et adaptable, fermement établie au sol dans une région désertique sèche. L'objectif principal de ce concept est de réduire les coûts de construction associés aux cheminées solaires classiques, en remplaçant les structures rigides par une tour plus légère que l'air, maintenue en élévation grâce à un gonflage à l'hélium.

La tour est composée de deux parties distinctes : une base fixe et lourde, installée au sol, qui permet de contrôler l'inclinaison, et une partie ascendante légère, constituée de boudins gonflables. Ce design innovant vise à simplifier le montage, tout en conservant les

principes de fonctionnement d'une cheminée solaire, en utilisant l'ascension naturelle de l'air réchauffé pour générer de l'énergie[18].

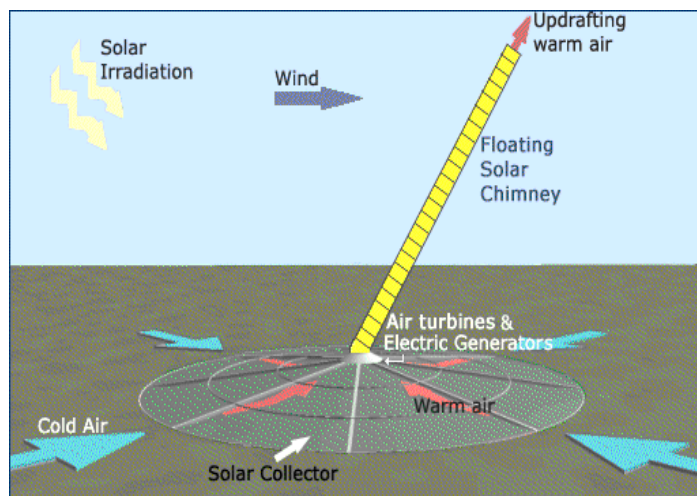


Figure 13 : cheminée solaire flottante[18]

I.9.5 La Cheminée Solaire Namibienne

La tour solaire baptisée "Green Tower" représente l'un des projets les plus ambitieux dans le domaine des énergies renouvelables. Elle atteindra une hauteur de 1,5 km pour un diamètre de 280 mètres, et fonctionnera selon le principe du courant d'air ascendant, généré par le réchauffement de l'air dans une vaste serre située à sa base. Grâce à ce mouvement d'air chaud, la tour sera capable de produire jusqu'à 400 MW d'électricité, ce qui représente une capacité suffisante pour alimenter plusieurs centaines de milliers de foyers. La surface totale du collecteur atteindra 38,5 km², soit environ 7 km de diamètre. Ce projet colossal nécessite un investissement estimé à 1 milliard de dollars (Figure 14).

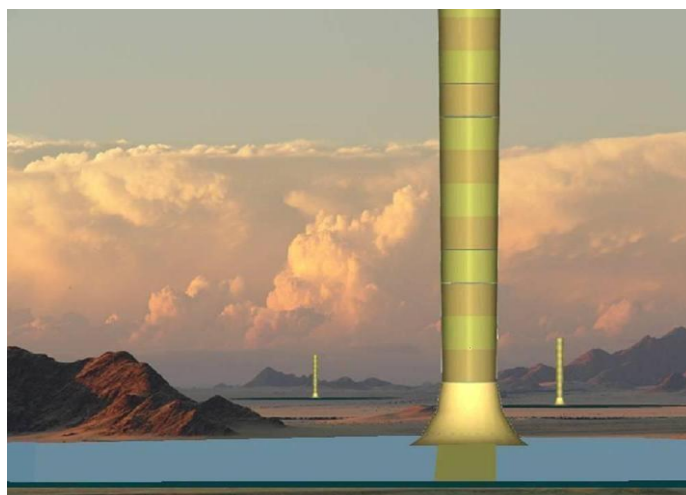


Figure 14 : La Cheminée Solaire Namibien[19]

Ce type d'installation mise sur une hauteur exceptionnelle de la tour afin d'optimiser la différence de pression et de température entre sa base et son sommet, ce qui permet d'accroître l'efficacité énergétique du système[19].

I.10 : Les paramètres qui affectent les performances d'une cheminée solaire :

Les paramètres qui affectent les performances d'une cheminée solaires sont divers et peuvent être classé en trois groupes, les paramètres climatiques, les paramètres géométriques et les paramètres de conception.

-Les facteurs climatiques tels que le rayonnement solaire, la température ambiante de l'air et la vitesse du vent influencent directement la performance thermique de la cheminée solaire.

- Les facteurs géométriques comme le diamètre et la hauteur du collecteur et de la cheminée impactent la température, le débit d'air et le rendement énergétique.

- Les facteurs de conception, la forme (convergente, divergente, cylindrique) et l'inclinaison du collecteur jouent un rôle clé dans l'optimisation du flux d'air et la réduction des pertes. Une forme divergente avec une pente modérée est souvent la plus performante. Ces trois catégories de facteurs sont étudiées principalement par modélisation mathématique et simulation CFD. Leur compréhension est essentielle pour concevoir des systèmes de cheminée solaire efficaces et durables.

Notre étude vise à synthétiser ces recherches antérieures afin d'identifier les paramètres géométriques les plus influents. Cette analyse permettra de dégager des pistes pour l'optimisation du design du collecteur dans les SCPP

Au fil du temps, Plusieurs prototypes expérimentaux de centrales solaires à cheminée ont été élaborés, construits et évalués, chacun présentant des particularités techniques et architecturales propres. Ils sont présentés ci-après selon leurs paramètres caractéristiques et classés par ordre chronologique.

I.10.1 : Paramètres climatiques

Larbi et al[20], Ont évalué par modélisation mathématique un SCPP potentiel dans la région d'Adrar (Algérie), notant qu'un système avec une cheminée de 200 m de haut, 10 m de diamètre et un collecteur de 500 m pouvait produire entre 140 et 200 kW sur l'année. À une radiation solaire de 800 W/m^2 et une température initiale de $30 \text{ }^\circ\text{C}$, un collecteur de 444 m de diamètre produisait environ 142 kW, tandis qu'un collecteur de 690 m augmentait la production de 140 % à 342 kW.

Ce travail de recherche se concentre sur l'évaluation des performances d'une centrale à cheminée solaire destinée à fournir de l'électricité aux villages isolés dans le sud-ouest algérien. Les conclusions tirées indiquent que :

1. La puissance générée est influencée par l'irradiation solaire, la température ambiante,

2. L'efficacité du collecteur et de la turbine est cruciale pour optimiser les performances du système.

3. Dans des conditions climatiques spécifiques, plus la hauteur de la tour et plus grande la surface du collecteur, plus importante sera la puissance produite, qui est davantage affectée par l'irradiation solaire que par la température ambiante.

4. La centrale à cheminée solaire a une capacité de production d'énergie allant de 140 à 200 kW.

Abdulcelil[21], A mené une étude expérimentale visant à analyser l'impact de la température ambiante ainsi que du vent soufflant autour du système a également été examiné. L'étude a été réalisée à l'aide d'un prototype conçu et construit à l'université d'Adıyaman, en Turquie.

Les résultats ont révélé que la température ambiante influence de manière significative les performances du système, tandis que la vitesse du vent extérieur n'a montré aucun effet notable. Par ailleurs, une légère différence de température a été observée entre les parties nord et sud de la cheminée, la partie sud étant légèrement plus chaude.



Figure 15: Le prototype de l'université d'Adıyaman, Turquie[21]

Mohamed H.Ali[22], Cette étude examine le fonctionnement d'une centrale solaire à cheminée destinée à la production d'électricité à Bagdad, à partir d'un modèle mathématique conçu pour prédire la température de l'air chaud en sortie du collecteur en fonction de sa surface et de l'intensité du rayonnement solaire. Le prototype de Manzanares a été utilisé comme référence pour valider ce modèle. L'analyse se limite à la production diurne, sans prendre en compte les effets du stockage thermique naturel du sol. Ce travail constitue ainsi un outil théorique pertinent pour optimiser la conception des centrales solaires à cheminée.

L'étude permet de tirer les conclusions suivantes :

L'élévation de la température dans le réservoir de stockage et l'allongement de la période d'ensoleillement utile augmentent la fraction solaire, ce qui équivaut à une augmentation du nombre de capteurs solaires.

La température de sortie du collecteur ainsi que celle du réservoir de stockage varient en fonction de l'intensité du rayonnement solaire ; elles s'élèvent proportionnellement à l'augmentation de cette intensité

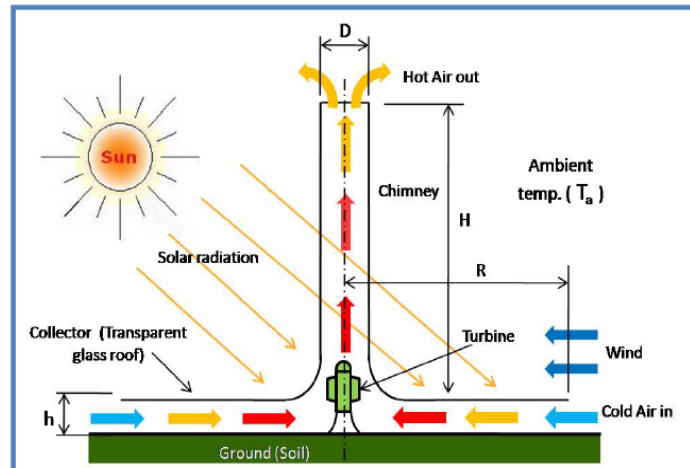


Figure 16 : Dessin schématique de la tour solaire montrant les conditions ambiantes et la configuration de la tour. Essai de M. Shuia et Al[23]. Une étude expérimentale a été menée sur un prototype de petite centrale solaire à cheminée construit à la Faculté d'ingénierie de Subrata, en Libye. Ce système comprend un collecteur solaire circulaire d'une superficie de 126 m^2 et une cheminée en PVC de $9,8 \text{ m}$ de hauteur pour un diamètre intérieur de $0,2 \text{ m}$. Les mesures, effectuées en juin 2011, ont porté sur le rayonnement solaire, la température de l'air à différents niveaux du collecteur et la vitesse de l'air à l'entrée de la cheminée.

Les résultats ont mis en évidence une forte corrélation entre l'intensité du rayonnement solaire, la température de l'air dans la cheminée et la vitesse du flux ascendant. Une température maximale de $73,4 \text{ }^\circ\text{C}$ a été enregistrée le 9 juin à midi, accompagnée d'une vitesse d'air de $3,6 \text{ m/s}$. L'écart thermique entre l'air chauffé dans le collecteur et la température ambiante atteignait jusqu'à $45 \text{ }^\circ\text{C}$, générant un flux d'air suffisant pour entraîner une turbine.

Les performances les plus élevées ont été observées autour de midi, avec une efficacité réduite aux heures matinales et en soirée. Le sol du collecteur a montré un rôle d'accumulateur thermique naturel, restituant la chaleur emmagasinée durant la nuit, ce qui

suggère l'intérêt d'intégrer des matériaux à forte capacité calorifique pour prolonger la production électrique au-delà du coucher du soleil.

Enfin, l'influence du vent extérieur sur les performances a été jugée négligeable, confirmant la pertinence de ce type d'installation dans les conditions climatiques du nord-ouest de la Libye pendant la saison estivale. Ces résultats soutiennent la faisabilité d'une production électrique locale à partir de cheminées solaires.

Guo et al[24], De l'AESL (artificial environment simulation laboratory)

Ont conçu et testé un prototype de cheminée solaire à petite échelle, avec un diamètre de collecteur de 1,22 m et une hauteur de cheminée de 1 m. Des mesures ont été effectuées sur la température de l'air en écoulement et la vitesse du courant ascendant, en fonction de différentes intensités de rayonnement et hauteurs de cheminée.

Ces données expérimentales ont permis de valider un modèle analytique développé pour le collecteur. Les limites supérieures du rayon du collecteur et de la hauteur de la cheminée ont été analysées à partir des résultats obtenus. Cette étude expérimentale a permis d'acquérir une meilleure compréhension des caractéristiques thermodynamiques d'une cheminée solaire, fournissant ainsi une base utile pour la conception de centrales à grande échelle.

Karimi-Pour-Fard et Beheshti[25], Ont mené une étude CFD en prenant comme référence le prototype de Manzanares, afin d'optimiser la taille du collecteur et d'analyser l'effet des unités de stockage d'énergie. Leur modèle, évalué pour des simulations sur 24 heures dans les conditions climatiques d'Ispahan (Iran), indiquait qu'avec un collecteur de 122 m de rayon, la production atteignait 42 kW en juillet, tandis qu'un collecteur de 244 m permettait d'atteindre environ 126 kW, soit un triplement de la puissance. Cependant, ils ont noté que l'efficacité globale du système, de 0,68 % dans la géométrie de référence, chutait à 0,44 % (soit une baisse de 35 %) lorsque le rayon était porté à 244 m.

en 2018, Nouar et al[26], Ont analysé les systèmes SCPP en utilisant un modèle théorique qu'ils ont développé. En se basant sur les données du prototype de Manzanares adaptées aux conditions climatiques de l'Algérie, ils ont estimé qu'en juin, à midi, une centrale avec la géométrie de Manzanares produirait 71 kW avec un collecteur de 100 m de rayon, 106 kW avec un rayon de 122 m, et dépasserait 260 kW avec un collecteur de 200 m de rayon.

Ensuite en 2019, Le même auteur Nouar Hadda de l'université de chlef, Algérie et Al, Ont modélises théoriquement une centrale solaire à cheminée pour la région de Chlef, en Algérie, connue pour son fort ensoleillement. Le système utilise l'effet de serre et l'effet de tirage thermique pour produire de l'électricité. Le modèle développé intègre les données

météorologiques mesurées entre janvier 2015 et juin 2016, incluant le rayonnement solaire global et la température de l'air. Une simulation a été réalisée afin d'estimer la puissance électrique produite par la centrale en fonction de ces paramètres. L'impact des dimensions géométriques, notamment la hauteur du cheminée et le diamètre de collecteur, a été analysé. Les résultats montrent que l'augmentation de la hauteur de la tour améliore la production d'énergie. La performance globale dépend principalement de la taille de l'installation, du flux de rayonnement solaire et de la température de l'air. L'objectif est d'optimiser la conception pour répondre aux besoins énergétiques locaux. Cette approche permet d'identifier les conditions géométriques et climatiques favorables pour une production électrique optimale via une cheminée solaire.

Ikhlef et Larbi[27], L'étude présentée dans cet article porte sur l'analyse des performances énergétiques d'une centrale solaire à cheminée, avec et/ou sans système de stockage thermique. La région d'Adrar a été choisie en raison de son fort potentiel en énergie solaire par rapport aux autres régions d'Algérie. Les résultats obtenus montrent que

Le stockage thermique constitue une solution au problème d'intermittence du rayonnement solaire, puisqu'il accroît la puissance générée lors des périodes de faible éclairage ou d'absence de soleil.

Le stockage thermique offre une solution pour éviter l'utilisation d'énergies non renouvelables afin de garantir une production constante.

L'analyse d'optimisation a aidé à saisir plus clairement l'impact des paramètres techniques sur la puissance produite.

Cette recherche démontre que l'installation solaire à cheminée, dotée d'un système de stockage thermique, constitue l'une des options les plus prometteuses pour assurer une production d'énergie constante et à grande échelle. Les performances énergétiques peuvent être améliorées soit en optimisant les systèmes de stockage (par l'ajustement de la capacité calorifique des fluides ou matériaux solides utilisés), soit en combinant le stockage de chaleur sensible et latente, voire en associant les deux.

R.Ihaddadene et Al[28], ont réalisé une étude expérimentale menée à l'Université de Biskra qui permis d'analyser l'impact des températures moyennes de l'absorbeur et du collecteur sur celles de l'air et de la cheminée dans une cheminée solaire. Le prototype utilisé présente des dimensions réduites adaptées à un climat sec. Des capteurs ont été disposés à différentes positions pour suivre l'évolution thermique du système. Les températures de l'absorbeur, du collecteur et de l'air évoluent de manière similaire, augmentant avec l'intensité du rayonnement et la position radiale. Dans la cheminée, la

température diminue avec la hauteur. Une corrélation forte existe entre les températures moyennes de l'absorbeur et du collecteur. Cette élévation thermique influence directement la température moyenne de l'air, qui suit une évolution exponentielle. Il existe aussi un lien entre la température de la cheminée et celles du collecteur et de l'absorbeur. La hausse de ces températures provoque une augmentation de la vitesse de l'air, favorisant ainsi un meilleur flux massique. Par conséquent, les performances globales de la cheminée solaire sont optimisées. La température de l'absorbeur apparaît comme un facteur déterminant dans le rendement du système. De plus, la chaleur accumulée dans la cheminée pourrait être valorisée par des dispositifs de récupération d'énergie.

I.10.2 : Paramètres géométriques

Pasurmarthi et Sherif[29], Un nouveau système expérimental a été développé en Floride pour étudier les performances thermiques d'une centrale solaire à cheminée. Le dispositif initial comportait un collecteur circulaire de 9,15 m de diamètre, recouvert d'un toit en Lexan, et une cheminée de 7,92 m de hauteur dont le diamètre passait de 2,44 m à la base à 0,61 m au sommet. Le sol du collecteur (configuration de type I) était recouvert d'une plaque en aluminium servant d'absorbeur thermique.

Afin d'optimiser le rendement du système, deux configurations alternatives ont été expérimentées :

- **Type II** : une extension du collecteur à un diamètre de 18,3 m, utilisant un film de polyane noir clair (transparence ~60 %) comme absorbeur et toiture.
- **Type III** : ajout d'un absorbeur intermédiaire en toile, placé entre la plaque d'aluminium et le toit, pour améliorer la conversion thermique.

Les résultats ont révélé une élévation de température de l'air d'environ 15 °C pour la configuration de type I, contre 25 °C et 28 °C respectivement pour les types II et III. Ces données confirment la faible efficacité thermique du système initial. Par ailleurs, les collecteurs de type II et III ont présenté des profils de température homogènes sur la section élargie, même en présence partielle de toiture en Lexan.

Une amélioration notable a été observée avec la configuration de type III, attribuée à un écoulement d'air bilatéral à travers la toile absorbante. Ce phénomène a conduit à une augmentation du débit massique d'air, entraînant une élévation de la puissance thermique générée. Cette étude met en évidence l'importance du choix des matériaux et de la configuration géométrique du collecteur dans l'optimisation des performances des cheminées solaires.

Un modèle expérimental de centrale solaire à cheminée (CCS) a été établi à Wuhan, en Chine. Initialement, il comprenait un capteur d'air de 10 mètres de diamètre et une cheminée de 8 mètres de hauteur. Au fil du temps, cette installation a subi plusieurs améliorations. Dans sa version actuelle, elle dispose d'un collecteur en verre de 4,8 mm d'épaisseur et d'une cheminée en PVC[30].

Par ailleurs, le ministère de la Science et de la Technologie du Botswana[31], a développé une centrale expérimentale à des fins de recherche. La tour, haute de 22 mètres et d'un diamètre de 2 mètres, est construite en polyester renforcé de fibres de verre, reposant sur une structure métallique en acier. Le toit du collecteur, d'un diamètre de 160 m² et d'une épaisseur de 5 mm, est constitué de verre transparent.

Au Brésil, une autre centrale à cheminée solaire a été installée sur le campus de l'Université Fédérale de Minas Gerais, à Belo Horizonte. L'installation comprend une cheminée de 11 mètres de haut, formée de cinq modules cylindriques en bois de 2,2 mètres chacun, recouverts de fibre de verre à l'intérieur comme à l'extérieur. Le collecteur, d'un diamètre de 25 mètres et d'une hauteur de 0,5 mètre, est réalisé à partir d'un film plastique maintenu par une ossature tubulaire en acier.

Il a été constaté que les dimensions de la tour constituent les paramètres physiques les plus déterminants dans un projet de cheminée solaire, car elles provoquent les variations les plus marquées du comportement de l'écoulement. En effet, l'augmentation de la hauteur et du diamètre de la tour engendre une élévation du débit massique, tout en abaissant la température de l'air en circulation. Les propriétés thermophysiques des matériaux utilisés influencent également les caractéristiques de l'écoulement, mais leur sélection doit intégrer des considérations techniques, économiques et fonctionnelles.

Ming et al[32], ont conduit une étude numérique 3D du prototype de Manzanares. Ils ont montré qu'avec un collecteur de 120 m de rayon, la force motrice atteignait 167 Pa pour un rendement de 0,715 %. En augmentant le rayon du collecteur à 200 m, la force motrice passait à 272 Pascal, avec un rendement légèrement supérieur de 0,751 %.

Maia et al[33]. ont mené une étude analytique et numérique portant sur l'écoulement turbulent et transitoire de l'air dans une centrale solaire à cheminée (CSC). Pour ce faire, ils ont appliqué la méthode des volumes finis dans un système de coordonnées généralisées afin de résoudre les équations de conservation et de transport. L'objectif principal de leur travail était d'évaluer l'influence des paramètres géométriques (Figure 17) ainsi que des matériaux utilisés sur les performances de la CSC, en s'appuyant sur un prototype réel construit et testé expérimentalement. Les résultats ont mis en évidence que le débit

massique augmente avec la hauteur et le diamètre de la cheminée, identifiant ainsi ces deux paramètres comme étant les plus influents dans la conception d'une CCS. Les simulations numériques ont été validées par comparaison avec les données expérimentales.



Figure 17 : Le prototype d'expérience de Maia et al[33].

Zhou et al[34], Un modèle simplifié a été élaboré pour évaluer les performances d'une cheminée solaire à courant ascendant (SCPP) sur le plateau Qinghai-Tibet. Les résultats ont montré qu'une tour de 1000 mètres de hauteur et de 80 mètres de diamètre, combinée à un collecteur de 5650 mètres de rayon, pouvait générer une puissance de 100 MW sous un rayonnement solaire de 800 W/m² et une température ambiante de 20 °C. En réduisant la taille du collecteur à 1750 mètres, la puissance chutait à 10 MW, tandis qu'un collecteur de 3935 mètres permettait de quadrupler la production, atteignant alors 50 MW. Les performances du système ont été analysées à l'aide de ce modèle, puis comparées dans différentes régions situées à des latitudes similaires.

Les analyses ont permis de conclure que le plateau Qinghai-Tibet dispose d'étendues vastes, d'un ensoleillement abondant avec un rayonnement solaire direct élevé, de basses températures ambiantes, d'importantes variations thermiques journalières, ainsi que de nombreux lacs salés, ce qui en fait une région particulièrement favorable à l'implantation de cheminées solaires.

Koonsrisuk et al[35], Ont analysé le prototype de Manzanares via des modèles CFD et mathématiques. Ils ont démontré que réduire le rapport H/R^2 de 0,013 à 0,005 (en augmentant le rayon du collecteur) permettait de faire passer la puissance produite de 67–80 kW à environ 165 kW, avec une augmentation du débit massique de 765 kg/s à 996 kg/s (+30 %).

Kalantar et Zareont[36], Ont utilisés un modèle CFD 3D à cinq degrés basé sur Manzanares pour estimer la puissance d'un SCPP installé à Yazd, en Iran. Ils ont affirmé qu'avec un collecteur de 60 m de rayon, la puissance atteignait 28 kW, et qu'en augmentant le rayon à 240 m, la puissance serait multipliée par quatre, dépassant 110 kW.

En 2012, Li et al[37], Ont étudié la performance d'un prototype équipé d'une turbine. Ils ont montré qu'à une radiation solaire de 1000 W/m², doubler le rayon du collecteur de 122 m à 244 m faisait passer la production de 53,5 kW à environ 118 kW (+120,5 %), et qu'au-delà de 500,5 m, l'augmentation de puissance devenait négligeable.

Gholamalizadeh et Mansouri[38], Ont montrés, à partir des données de l'usine de Kerman, qu'en doublant le diamètre du collecteur de 40 à 80 m (avec une cheminée de 60 m de haut et 3 m de diamètre), le débit massique augmentait d'environ 43 % et la puissance de 233 %, ce qui diminuait le coût unitaire de l'énergie.

En 2014, Guo et al[39], Ont modélisé une centrale à grande échelle prévue à Hami (Chine), concluant qu'un SCPP avec une cheminée de 1000 m et 120 m de diamètre, associé à un collecteur de 5500 m, pourrait produire 100 MW sous 1000 W/m² et 300 K. En augmentant le collecteur à 8000 m, la puissance grimperait de 51 % pour atteindre 151 MW.

Amin Mohamed El-Ghonemy[40], De l'institut d'ingénierie, Egypte A fait une étude pour évalue les performances d'une centrale solaire à cheminée (SCPP) adaptée aux zones désertiques. Un modèle mathématique a été développé pour estimer la puissance produite, les pertes de pression, la hauteur maximale de la cheminée, ainsi que la température et la vitesse de l'air. Le modèle a été appliqué aux conditions climatiques du nord de l'Arabie Saoudite. Pour une cheminée de 200 m de hauteur et 10 m de diamètre, et un collecteur solaire de 500 m de diamètre, la production moyenne mensuelle varie entre 118 et 224 kW sur toute l'année. L'étude montre que la performance augmente avec la hauteur de la cheminée et la surface du collecteur. De plus, le collecteur peut servir d'espace agricole en serre. L'utilisation d'une cheminée solaire flottante est suggérée pour réduire les coûts de construction. Plusieurs travaux antérieurs confirment le potentiel prometteur de cette technologie pour la production d'électricité renouvelable.

Choi et al[41], Ont étudié l'influence des paramètres géométriques ainsi que celle du stockage d'énergie sur les performances d'un SCPP. Pour une installation équipée d'une cheminée de 1000 mètres de hauteur et de 200 mètres de diamètre, avec une hauteur d'entrée du collecteur de 5 mètres, les résultats montrent que doubler le rayon du collecteur de 1500 m à 3000 m permet d'augmenter la production électrique de 51 MW à 109,5 MW. Toutefois, au-delà de 3000 m, cette augmentation tend à ralentir..

Rajput et al[42], Ont développé un modèle 2D pour l'étude du design et de la performance des SCPP, en réalisant une simulation CFD basée sur Manzanares. Ils ont souligné que l'augmentation du rayon du collecteur améliorerait le débit massique, la chute de pression à travers la turbine, la vitesse de l'air à l'entrée de la turbine, ainsi que la puissance produite. Pour un rayon de 122 m, la puissance atteignait 48 kW, tandis qu'elle dépassait 103 kW avec un rayon de 200 m dans les mêmes conditions. Figure 18

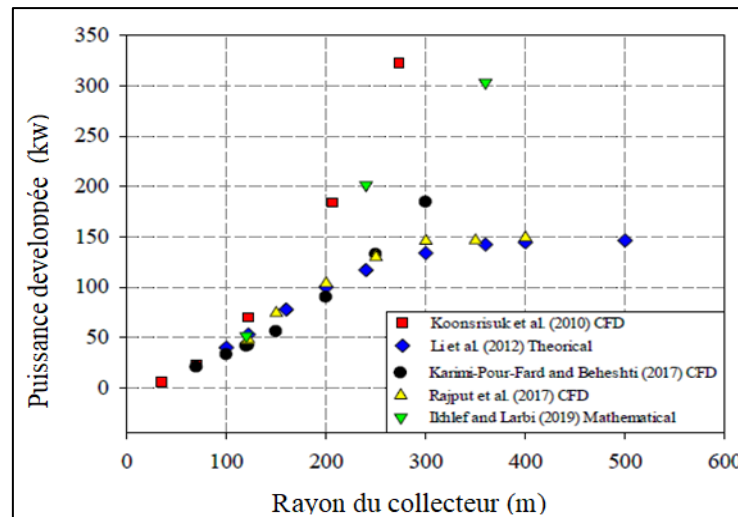


Figure 18: Étude des effets de différents rayons de collecteur sur le système pilote SCPP de Manzanares[42]

Toghraie et al[43] Ont analysé l'effet des paramètres géométriques sur les performances des systèmes SCPP en utilisant un modèle CFD 3D qu'ils ont développé. Ils ont indiqué qu'une cheminée solaire d'une hauteur de 100 m, avec un diamètre de 8 m et un collecteur horizontal de 2 m de hauteur, pourrait générer environ 78 kW de puissance pour une température ambiante de 308 K, sous des conditions constantes avec un rayon de collecteur de 100 m et un rayonnement solaire de 800 W/m². Ils ont affirmé que si le rayon du collecteur était porté à 200 m dans les mêmes conditions, la puissance produite augmenterait de 233 %, atteignant environ 260 kW. Ils ont également souligné que, à l'inverse, l'efficacité diminuerait dans ce cas : pour un rayon de collecteur de 100 m, l'efficacité serait de 0,26 %, tandis qu'elle baisserait à 0,3 % pour un rayon de 200 m, soit une diminution de 13 %. Ils ont précisé que l'augmentation du rayon du collecteur entraîne une hausse de la température dans le collecteur. Les puissances produites comparatives obtenues par les chercheurs étudiant l'effet du rayon du collecteur pour un système SCPP avec une cheminée de 100 m de haut sont illustrées dans la Figure 19.

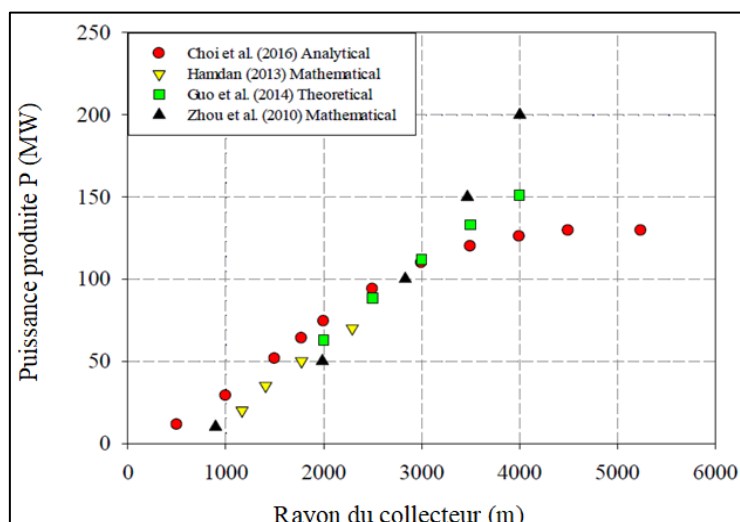


Figure 19 : Effets de différents rayons de collecteur sur la puissance produite par une centrale SCPP[43]

Bhoraniya et al[44]. Ont développé un modèle CFD pour examiner l'effet des paramètres géométriques sur les performances des SCPP. En se référant aux dimensions du prototype de Manzanares, ils ont affirmé que l'augmentation du rayon du collecteur jusqu'à 320 m sous une irradiation de 1000 W/m^2 et une température ambiante de 302 K augmentait le débit d'air et la puissance produite. Toutefois, ils ont précisé que le point optimal était atteint avec un rayon de 395 m , au-delà duquel toute augmentation supplémentaire du rayon n'améliorait plus la performance du système.

Ihsan N.Jawad et Al[45]. Ont développés Un programme Matlab avec interface graphique pour simuler les performances d'une centrale solaire à cheminée (STPP). Ce modèle repose sur les équations de bilan de masse et d'énergie appliquées aux composants de la centrale. Il permet d'étudier l'influence des dimensions géométriques (collecteur, cheminée) et des conditions climatiques (rayonnement solaire, vent, température ambiante) sur la production électrique. Les données d'entrée incluent notamment les caractéristiques physiques du sol, l'efficacité de la turbine, ainsi que les propriétés optiques du système. En sortie, le programme fournit la température, la pression, la vitesse de l'air, le débit massique, les rendements et la puissance générée. Les résultats montrent que la puissance augmente principalement avec le diamètre du collecteur, suivi du diamètre de la cheminée et de l'intensité du rayonnement solaire. Le programme permet ainsi d'analyser rapidement différents scénarios. Les conditions climatiques ont un impact non négligeable sur les performances. L'outil constitue un support efficace pour le dimensionnement des STPP.

I.10.3 : Paramètres de conception

Hamdan M.O[46]. A comparé un modèle à densité constante avec un modèle prenant en compte la variation de densité. Selon lui, un SCPP de 1000 m de haut, 100 m de diamètre, et 1412 m de diamètre de collecteur, génèrerait 35 MW sous 263 W/m² et 303 K. Avec un collecteur de 1778 m, la production atteindrait 50 MW.

Ngala et al[47]. Ont modélisé un SCPP destiné aux régions semi-arides du Nigéria. Avec une cheminée de 700 m de haut et 10 m de diamètre, un collecteur de 300 m produirait 3,9×10⁹ W, tandis qu'un collecteur de 600 m permettrait de produire 15,6×10⁹ W. Ils prévoient une production mensuelle moyenne de 3000 MW avec un collecteur de 700 m.

Shaherza et Imani[48]. Ont réalisé une étude combinant modélisation numérique et expérimentation sur un nouveau modèle réduit de cheminée solaire. Le débit d'air, le transfert de chaleur et les caractéristiques de l'écoulement ont été évalués numériquement, puis comparés aux résultats expérimentaux. Dans la configuration expérimentale, deux miroirs réflecteurs ont été intégrés afin de concentrer le rayonnement solaire autour de la cheminée. Pour la modélisation, le modèle de turbulence RNG k-ε a été employé, tandis que l'algorithme SIMPLE a permis de résoudre les problèmes de couplage vitesse-pression. Les résultats ont mis en évidence que l'ajout de miroirs réflecteurs augmente significativement la vitesse de l'air dans la cheminée, ce qui se traduit par une production d'énergie plus élevée. Une vitesse maximale de 5,12 m/s a été atteinte, ce qui est remarquable compte tenu des dimensions réduites du système.

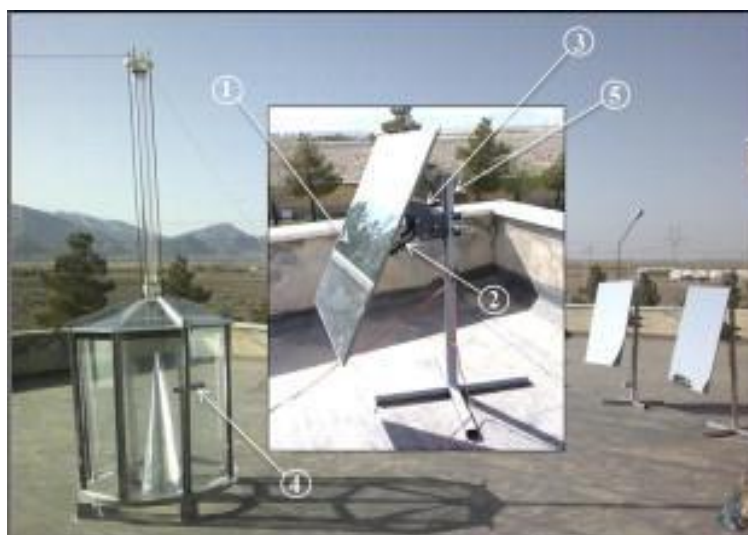


Figure 20 : Le prototype étudié de Shaherza et Imani[48]

(1) miroir plat, (2) assemblage mécanique, (3) moteur à courant continu, (4) capteurs internes et externes, (5) support de miroir[48].

Esfidani et al[49]. Ont étudié l'effet des paramètres de conception sur les performances du système à l'aide d'un modèle mathématique basé sur les dimensions géométriques de l'installation pilote de Manzanares. Ils ont indiqué qu'une augmentation du rayon du collecteur à une température ambiante de 300 K permettrait d'augmenter la puissance produite par le système. Cependant, ils ont aussi précisé que l'efficacité, initialement de 0,536 % pour un rayon de collecteur de 122 m, chuterait de 40 % pour atteindre 0,3195 % si le rayon était porté à 240 m (Figure 21)

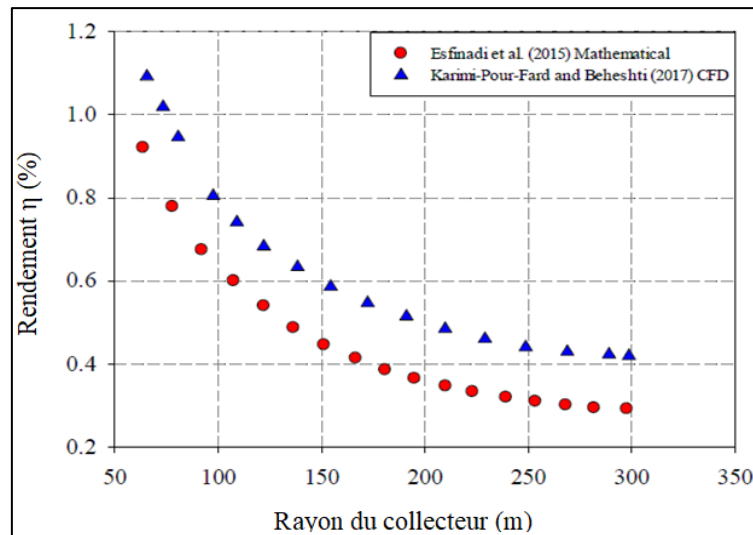


Figure 21 : Effets de différents rayons de collecteur sur le rendement du SCPP[49].

Khelifi et al[50]. Ont élaborés un modèle mathématique fondé sur le transfert unidimensionnel de chaleur et de masse à l'intérieur du système, dans le but de décrire, optimiser et évaluer les performances des centrales à cheminée solaire. (Figure 22).

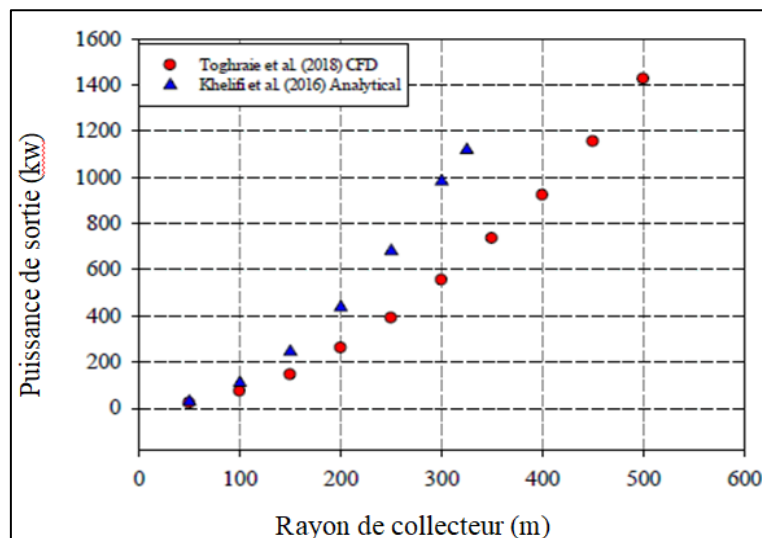


Figure 22 : Effets de différents rayons de collecteur sur la puissance produite par une centrale solaire à cheminée de 100 m de hauteur[50].

Ils ont affirmé qu'un modèle de cheminée solaire avec une hauteur de 100 m fournirait une puissance de 0,25 MW avec un collecteur de 150 m de rayon, sous un rayonnement de 1000 W/m² et à une température ambiante de 298 K. Ils ont également indiqué que la puissance produite atteindrait 1 MW avec un collecteur de 300 m de rayon dans les mêmes conditions.

Ali A. Ismaeel et Al[51]. De l'institut de génie mécanique, Perak, Malaysia ont proposés un modèle mathématique pour évaluer la performance des centrales solaires à cheminée (SCPP), en se concentrant sur les corrélations de transfert de chaleur par convection et les équations d'efficacité thermique disponibles dans la littérature. L'objectif est d'identifier les expressions les plus adaptées en les comparant aux données expérimentales du prototype de Manzanares en Espagne. Trois modèles de transfert thermique — ceux de Kröger-Burger, De Witt et Churchill — ont été examinés dans les régimes laminaires et turbulents. De plus, les formules d'efficacité proposées par Schlaich, Joneydi et Koonsrisuk ont été évaluées. Les résultats ont montré que la corrélation de Kröger et Burger donne des écarts de température proches des données expérimentales. Par conséquent, ce modèle est recommandé pour les calculs thermiques dans les SCPP. En ce qui concerne l'efficacité du collecteur, l'équation de Schlaich est jugée la plus pertinente. L'analyse démontre que cette efficacité dépend de plusieurs facteurs : l'intensité solaire, la géométrie du collecteur et le matériau de stockage thermique.

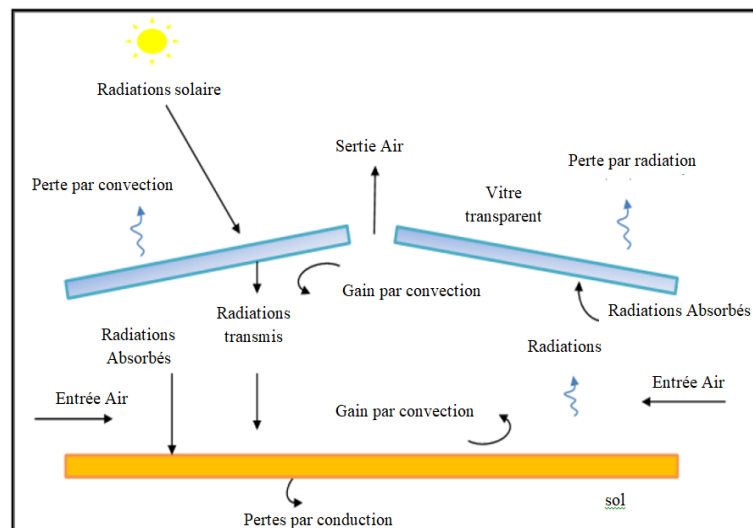


Figure 23 : Réseau thermique de conversion solaire dans le courant ascendant capteur solaire[51]

Ghulamchi et al[52]. Ont mené une étude visant à améliorer le transfert de chaleur dans une installation de cheminée solaire en intégrant un système électrohydrodynamique (EHD) au sein du collecteur, d'un diamètre de 3 m, associé à une cheminée de 3 m de

hauteur. Ils ont analysé les performances de différentes configurations d'électrodes : parallèles, radiales et symétriques. Les résultats ont montré que la disposition parallèle, avec six électrodes espacées de 3 cm, offrait les meilleures performances. L'étude a également identifié 13h00 comme le moment optimal pour activer le système EHD. L'ajout de ce système a permis d'augmenter la vitesse du fluide de 1,7 à 2,3 m/s, entraînant une amélioration des performances d'environ 28 %.

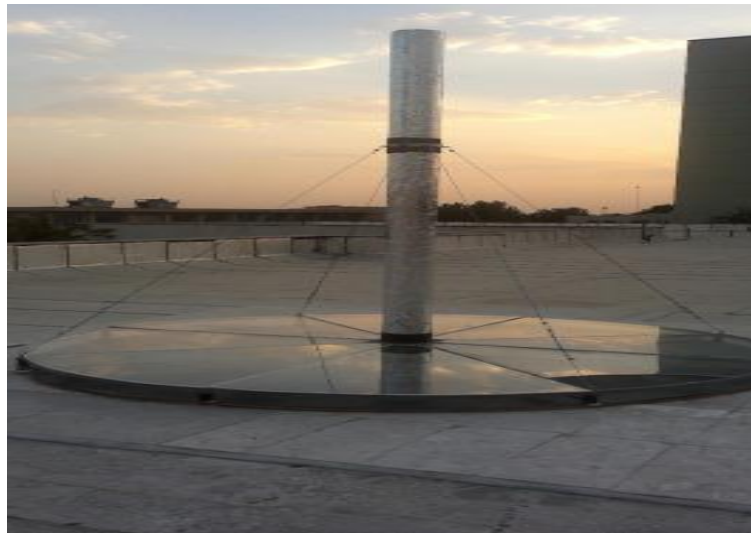


Figure 24 : Prototype de Ghalamachi et al[52].

Al-Azawiey et al[53]. Ont expérimenté un prototype SCPP avec une cheminée de 6,3 m de haut et 0,32 m de diamètre, utilisant des collecteurs de 3 m et 6 m de diamètre. À des intensités de rayonnement similaires ($\sim 806\text{-}808\text{ W/m}^2$), ils ont observé une augmentation de la vitesse de l'air dans la cheminée de 1,56 m/s à 2,25 m/s, soit une hausse du débit d'air d'environ 44,23 % en doublant le diamètre du collecteur.

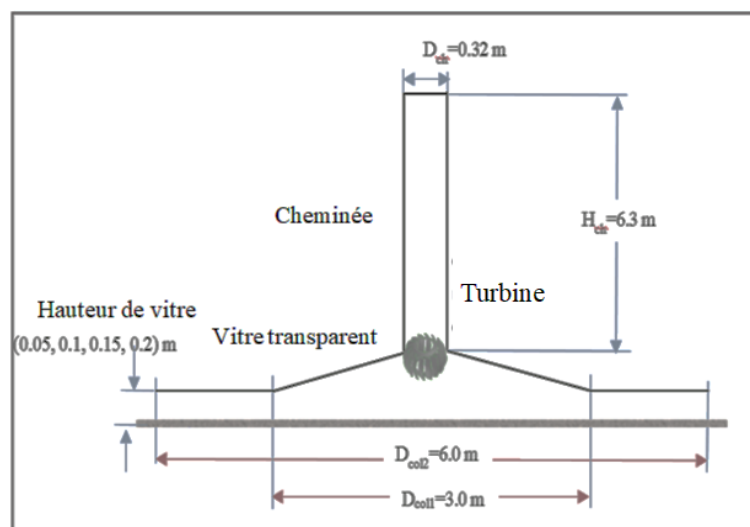


Figure 25 : Prototype Al-Azawiey et al[53].

Mohamed A. Aurybi[54]. De l'université baghdad, irak, ont proposés une nouvelle technique visant à améliorer les performances des centrales solaires à cheminée (SCPP) en les rendant opérationnelles même la nuit ou par temps nuageux. L'innovation repose sur l'intégration d'une source de chaleur externe dans le système, via des canaux thermiques améliorants (TECh) placés entre le sol et la verrière du collecteur. Ces canaux permettent d'augmenter l'énergie cinétique de l'air à l'intérieur du collecteur en chauffant l'air, améliorant ainsi le rendement du système. Un modèle mathématique a été développé pour simuler le comportement thermodynamique de ce système hybride.

Les résultats ont révélé qu'à une température de paroi des canaux de $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ et sous une irradiation solaire de 1000 W/m^2 , la température de l'air dans le collecteur augmente de $5,88\%$, tandis que la production électrique s'accroît de $23,1\%$ par rapport à une centrale solaire à cheminée conventionnelle. Le modèle indique que les effets bénéfiques du système commencent à apparaître dès une intensité solaire de 400 W/m^2 , et que l'ajout d'une source de chaleur externe permet à la centrale de fonctionner même avec une faible intensité solaire ($100\text{--}300\text{ W/m}^2$), voire pendant la nuit.

Ainsi, la centrale modifiée produit $0,09\text{ W}$ contre $0,066\text{ W}$ pour une SCPP classique, prouvant une amélioration notable. Cette configuration permet non seulement d'augmenter l'efficacité énergétique, mais aussi de valoriser la chaleur résiduelle (déchets thermiques), contribuant ainsi à la réduction du réchauffement climatique. Le modèle démontre donc un potentiel réel pour prolonger le fonctionnement des SCPP au-delà des heures d'ensoleillement.

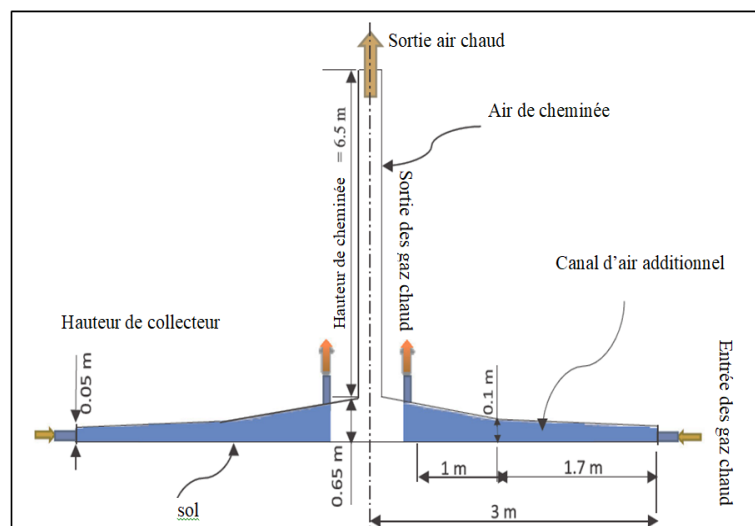


Figure 26 : modèle proposé par Mohammed A. Aurybi et Al[54].

Conclusion

Ce premier chapitre a permis d'explorer en profondeur le concept de la cheminée solaire, en retraçant son évolution historique et en décrivant ses principaux composants : collecteur, cheminée et turbine. Le principe de fonctionnement repose sur l'exploitation de l'énergie solaire pour générer un flux d'air chaud ascendant, transformé ensuite en énergie mécanique. Divers systèmes et méthodes de stockage thermique, comme le sable, les galets ou l'eau, ont été abordés pour assurer un fonctionnement continu. Les avantages écologiques et économiques de cette technologie ont été mis en évidence, tout en reconnaissant certaines limites techniques et structurelles. L'analyse de plusieurs projets internationaux emblématiques a illustré la faisabilité et les perspectives de développement de cette solution énergétique. Enfin, les performances des cheminées solaires dépendent de plusieurs paramètres climatiques, géométriques et de conception, qui doivent être soigneusement optimisés pour améliorer le rendement global du système. Ce chapitre pose ainsi les bases théoriques essentielles pour les études expérimentales et numériques à venir.



Chapitre II : Matériels et méthodes

II.1 : Introduction

Le chapitre II est consacré à l'étude approfondie du prototype de cheminée solaire à travers deux approches complémentaires : expérimentale et numérique. La première partie s'intéresse à l'aspect expérimental de l'étude. Deux dispositifs expérimentaux, représentant différents prototypes de cheminées solaires, y sont présentés en détail. Chacun de ces dispositifs est accompagné d'un ensemble de systèmes de mesure permettant de relever avec précision les données nécessaires. La méthodologie suivie au cours des essais est décrite de manière rigoureuse, et les principales études expérimentales envisagées sont exposées, dans le but de mieux comprendre le comportement thermique et aérodynamique du système.

La seconde partie de ce chapitre est dédiée à la simulation numérique du prototype à l'aide du logiciel ANSYS. Cette modélisation vise à analyser les profils de température, de pression et de vitesse d'écoulement de l'air à l'intérieur de la cheminée. L'objectif est d'évaluer les performances globales du système et d'identifier les grandeurs physiques influençant son fonctionnement. L'approche numérique vient ainsi compléter l'étude expérimentale en offrant une vision plus détaillée du comportement interne du dispositif, contribuant à une meilleure compréhension et optimisation du concept de cheminée solaire.

II.2 : Etude expérimentale

II.2.1 : Descriptif des prototypes de cheminée solaire

Dans le cadre de cette étude, nous avons exploités deux prototypes de cheminée solaire à petite échelle réalisés au sein de la Faculté de Technologie de l'Université de M'sila (Algérie), dans le cadre d'une thèse de Doctorat classique menée par M. Bedjeghit El-Haouas. Ces dispositifs ont été conçus pour analyser le comportement thermo-aérodynamique d'une cheminée solaire en conditions contrôlées.

L'un de ces prototypes a servi de référence expérimentale principale dans notre travail. Il se compose d'un collecteur de 79 cm de diamètre, surmonté d'une tour solaire cylindrique mesurant 1,39 mètre de hauteur et 7,5 cm de diamètre interne, la distance séparant les deux disques ; collecteur et absorbeur, formant l'espace de circulation de l'air chauffé, est de 10,5 cm comme illustré sur la Figure 27. Le disque inférieur, appelé absorbeur, est fabriqué en acier pour maximiser l'absorption de la chaleur. Cette propriété thermo conductrice de l'acier permet de capter efficacement le rayonnement solaire et de le convertir en énergie thermique ; Le disque supérieur appelé collecteur (vitre) quant à lui, est réalisé en plexiglas, un matériau transparent qui favorise la pénétration du rayonnement solaire tout en limitant les pertes de chaleur. La conception de ce disque creux en plexiglas permet de piéger la

chaleur sous forme d'un effet de serre, amplifiant ainsi le différentiel de température entre les disques.

La cheminée ou la tour est encastrée au niveau de l'ouverture située sur le disque supérieur en plexiglas. Cette tour est fabriquée à partir d'un tube en plastique PVC, connu pour sa légèreté et sa résistance. La fonction principale de cette tour est de canaliser le flux d'air chaud généré par le collecteur, créant ainsi un courant ascendant continu. Ce phénomène est possible grâce à la variation de température entre l'air chauffé dans le collecteur et l'air environnant.

De plus, la séparation entre les deux disques (collecteur et absorbeur) assure une circulation efficace de l'air, optimisant ainsi le transfert thermique et améliorant les performances de la cheminée solaire.



Figure 27 : Le premier prototype expérimental[55]

En outre, un autre prototype a été conçu, avec un diamètre de collecteur de 100 cm, une hauteur de la cheminée d'un mètre, un diamètre de cheminée de 10 cm et une distance de 10 cm entre le collecteur et l'absorbeur (Figure 28).



Figure 28 : Deuxième prototype expérimentale[56].

Les matériaux utilisés dans la conception de ces prototypes sont choisis pour raison du faible coût et représentent des performances acceptable pour arriver à des résultats satisfaisantes en plus des rayons du soleil, input quasi-gratuit sur la base du système, on note :

1- Pour la partie collecteur ou vitre, le Polyméthacrylate de méthyle a été utilisé, ce polymère est plus connu sous son premier nom commercial de Plexiglass qui est un matériau plastique très résistant aux chocs. Il est 20 à 25 fois plus résistant que le verre classique, il transmet jusqu'à 92 % de la lumière visible, matériau bien connus des maraîchers et jardiniers pour la confection de serres ses propriétés physiques et thermiques sont regroupées dans le Tableau 1

Tableau 1 : Propriétés physiques et thermiques du plexiglas[57]

Plexiglas	Propriétés
Formule	$(C_5O_2H_8)_n$
Densité	1190 kg/m ³
Transmission de la lumière	0.92
Indice de réfraction	1.49
Conductivité thermique	0,16 W/m°k
Capacité calorifique CP	1490 J/kg°k

2 – L'air, comme fluide moteur.

Le flux d'air généré dans le système est converti en énergie électrique à l'aide de turbines, une technologie bien maîtrisée. Ce principe s'apparente à celui des éoliennes, une source d'énergie renouvelable en pleine croissance, offrant un potentiel considérable. Toutefois, contrairement au vent naturel, l'air circulant dans une cheminée solaire présente une constance bien plus élevée, ce qui permet d'éviter les périodes d'inactivité durant lesquelles la production devient quasi nulle. Dans la cheminée, l'air se comporte comme un gaz idéal et l'écoulement peut être considéré comme incompressible, le nombre de Mach restant inférieur à 1. Les propriétés thermo-physiques de l'air varient en fonction de la température, comme illustré dans le Tableau 2.

3 - L'absorbeur est une plaque en acier teintée noire d'épaisseur 4 mm, le choix de l'acier a pour but de stocker l'énergie produite durant le jour par l'effet de serre et l'exploiter à la nuit les propriétés physiques et thermiques de cet acier sont regroupées dans le Tableau 3.

Tableau 2 : Les propriétés thermo-physiques de l'air[56] .

Propriétés de l'air à 1 atm						
T	ρ	c_p	K_f	$10^5 \mu$	$10^5 \cdot a$	Pr
°C	kg.m ⁻³	J.kg ⁻¹ .°C ⁻¹	W.m ⁻¹ .°C ⁻¹	Pa.s ⁻¹	m ² .s ⁻¹	
0	1,292	1006	0,0242	1,72	1,86	0,72
20	1,204	1006	0,0257	1,81	2,12	0,71
40	1,127	1007	0,0272	1,90	2,40	0,70
60	1,059	1008	0,0287	1,99	2,69	0,70
80	0,999	1010	0,0302	2,09	3,00	0,70
100	0,946	1012	0,0318	2,18	3,32	0,69
120	0,898	1014	0,0333	2,27	3,66	0,69
140	0,854	1016	0,0345	2,34	3,98	0,69
160	0,815	1019	0,0359	2,42	4,32	0,69
180	0,779	1022	0,0372	2,50	4,67	0,69
200	0,746	1025	0,0386	2,57	5,05	0,68
220	0,700	1028	0,0399	2,64	5,43	0,68
240	0,688	1032	0,0412	2,72	5,80	0,68
260	0,662	1036	0,0425	2,79	6,20	0,68
280	0,638	1040	0,0437	2,86	6,59	0,68
300	0,616	1045	0,0450	2,93	6,99	0,68

Tableau 3 : Propriétés physiques de l'acier[58]

acier	Propriétés
Densité	7930 kg/m ³
Transmission de la lumière	Opaque
Indice de réfraction	1
Conductivité thermique	16 W/m°k
Capacité calorifique CP	500 J/kg°k

II.2.2 : Procédure expérimentale

Les expérimentations ont été menées à l'Université Mohamed Khider de Biskra, située au nord du Sahara algérien, au pied du massif de l'Aurès et des monts du Zab. Elle se trouve à une latitude de 34°51' Nord, une longitude de 5°44' Est, et à une altitude de 120 mètres. Biskra bénéficie d'un climat aride de type désertique chaud, caractérisé par des étés longs et très chauds, et des hivers relativement modérés. La température annuelle moyenne y est

d'environ 21,1 °C, tandis que les précipitations restent faibles, avec une moyenne de 125 mm par an.

Ce climat constitue un environnement favorable à l'expérimentation des systèmes de cheminée solaire, permettant d'observer leur comportement dans des conditions extrêmes d'ensoleillement et de température.

Sur les prototypes de cette étude, un système de capteurs de température de types D518B20 comme illustré sur la Figure 29 ayant la caractéristique de mesurer la température dans la plage de -40° à 1000 °C avec une précision de 0,1°C. Ce système est utilisé pour mesurer la température dans divers points de la cheminée solaire (collecteur, air, absorbeur et cheminée). Ces capteurs de température sont raccordés à une carte Arduino qui permet d'enregistrement des données de température chaque minute dans une carte mémoire sous forme d'un fichier Excel.



Figure 29 : capteurs de températures[56]

La vitesse du vent est mesurée à l'aide d'un anémomètre (PCE Wind Speed Sensor), comme illustré à la Figure 30. Il se déplace à une résolution de 0,1 m/s.

De même, la quantité d'énergie solaire collectée sur la surface du capteur est mesurée à l'aide d'un pyranomètre (pyranomètre de type 489020), avec une précision de $\pm 5\%$ et une plage de mesure de 0 à 1999 W/m² comme illustré à la Figure 31.



Figure 30 : Anémomètre[56]



Figure 31 : Pyranomètre[56]

La procédure expérimentale adoptée dans le cadre de notre étude s'appuie sur l'emplacement de la cheminée solaire dans un endroit ensoleillé avec des capteurs de température sur le collecteur, l'absorbeur et l'air situé entre eux dans des positions bien déterminées selon l'expérience effectuée. Ces capteurs permettent de mesurer les valeurs de ces températures chaque minute selon leur position dans une carte mémoire sous forme d'un fichier Excel. Une autre carte Arduino est utilisée pour mesurer, à chaque minute, le rayonnement solaire incident sur la surface du collecteur, ainsi que la température ambiante, l'humidité relative et la vitesse du vent. Ces résultats sont enregistrés sous forme d'un fichier Excel. La récupération de toutes ces données est effectuée à la fin de l'expérience pour être analysé.

II.2.3 : Etude de l'évolution des températures moyennes sur le collecteur et l'absorbeur en fonction des radiations solaires et de la température ambiante

La première expérience a été réalisée le 9 mai 2022, en utilisant le prototype expérimental n°1 illustré sur la Figure 27. Cette expérience avait pour objectif d'analyser l'évolution des températures moyennes au niveau du collecteur et de l'absorbeur, en fonction des conditions climatiques, notamment la température ambiante (T_{amb}) et le rayonnement solaire global (G). Dix (10) capteurs de température ont été utilisés pour mesurer les températures du collecteur et de l'absorbeur à différents emplacements, comme illustré à la Figure 32. Ils sont placés à exactement à 7,15 cm l'un de l'autre, respectivement sur l'absorbeur et le collecteur. Comme illustré à la Figure 32, les cinq capteurs placés sur le collecteur sont situés à des diamètres différents: 3,75 cm (S_5), 10,90 cm (S_4), 18,05 cm (S_3), 25,20 cm (S_2) et 32,35 cm (S_1). Cinq capteurs de température supplémentaires sont positionnés sur l'absorbeur, dans le même plan et aux mêmes emplacements que le collecteur.

À cet effet, un protocole de mesure a été mis en place, basé sur une acquisition de données à fréquence constante, soit un relevé par minute. Les grandeurs mesurées comprenaient la température ambiante, l'intensité du radiation solaire, ainsi que dix températures localisées: cinq capteurs positionnés sur la surface du collecteur et cinq autres sur l'absorbeur. Ces mesures ont permis de suivre en temps réel le comportement thermique du système, et de collecter les données nécessaires pour une analyse fine des transferts thermiques dans la cheminée solaire.

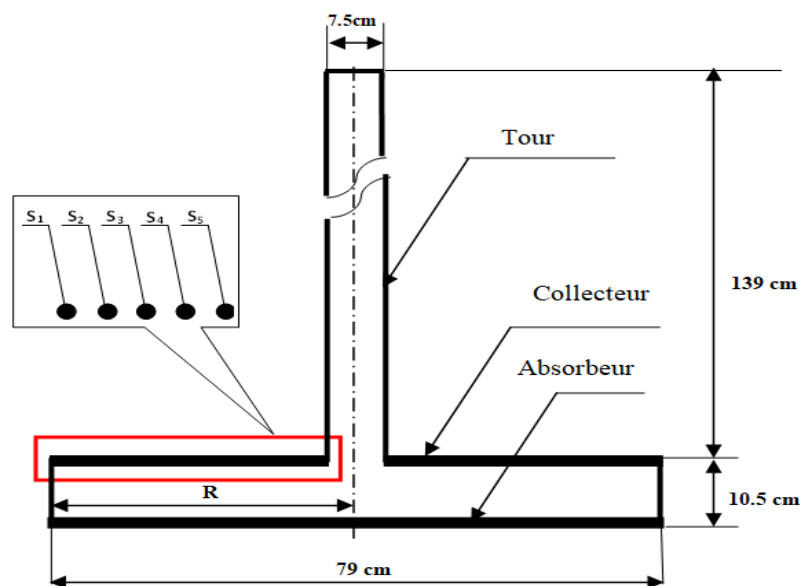


Figure 32 : Position des capteurs sur la cheminée solaire[55]

La Figure 33 montre l'évolution de la température ambiante et du rayonnement solaire au cours de l'expérience. Le rayonnement solaire varie dès le début de l'expérience, avec une valeur de $416,51 \text{ W/m}^2$ enregistrée à 10h30, atteignant son maximum de $959,76 \text{ W/m}^2$ à midi (12h30). La température ambiante augmente durant cette période, atteignant une valeur maximale de $32,67 \text{ }^\circ\text{C}$ à 14h50 et une valeur minimale de $23,1 \text{ }^\circ\text{C}$ à 8h30.

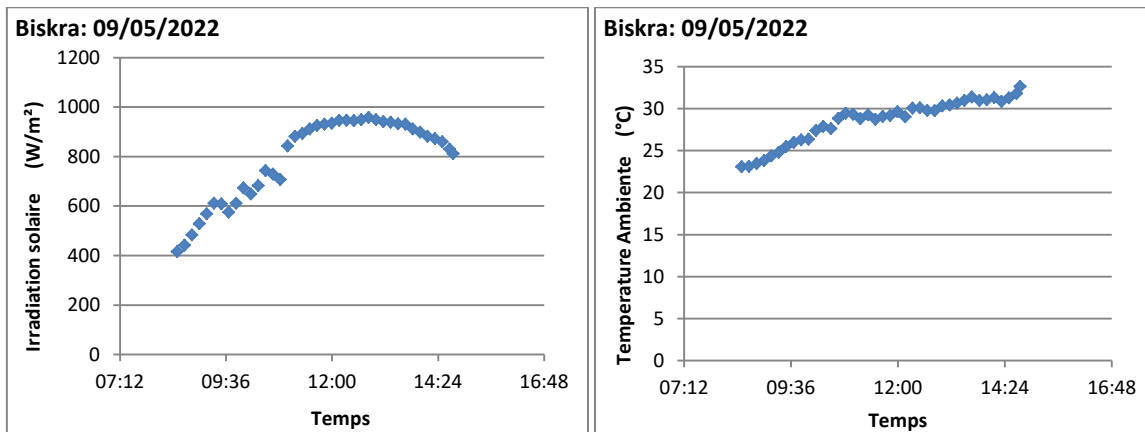


Figure 33 : Variation du rayonnement solaire et de température ambiante durant l'expérience[55]

II.2.4 : Étude de la variation des températures dans la cheminée solaire

La deuxième expérience a été effectuée le 21 février 2023 à l'Université de Biskra de 9h25 à 15h05 en complément de la première expérience, un autre prototype avec un diamètre de collecteur de 100 cm, une hauteur de la cheminée de 1 mètre, un diamètre de cette cheminée de 10 cm et la distance entre le collecteur et l'absorbeur mesure 10 cm a été réalisé ; Elle porte sur l'analyse de la distribution de température dans une cheminée solaire (air entre l'absorbeur et le collecteur, le collecteur, l'absorbeur et la cheminée) comme indiqué sur la Figure 34. Elle vise également à déterminer l'impact de la température de l'absorbeur et du collecteur sur la température de l'air et de la cheminée.

Sur ce prototype de cheminée solaire, quatre sondes de température sont positionnées sur le collecteur. La première est placée à un centimètre de la cheminée, et les trois autres sont espacées de 13 cm chacune. Quatre autres capteurs sont installés sur l'absorbeur selon la même distribution que sur le collecteur. Quatre capteurs supplémentaires sont disposés pour mesurer la température de l'air entre le collecteur et l'absorbeur, en suivant le même schéma de positionnement. Sur la cheminée, le premier capteur de température est placé à 2 cm au-dessus du niveau du collecteur. Le deuxième capteur est situé à 32,5 cm au-dessus du

premier, le troisième à la même distance du deuxième, et le quatrième à la même distance du troisième Figure 35 En outre, un capteur supplémentaire est dédié à la mesure de la température ambiante. Tous ces capteurs de température sont connectés à des systèmes Arduino qui enregistrent ces valeurs chaque minute.



Figure 34 : position des sondes sur le prototype expérimentale 2[59]

II.2.5 : Modélisation mathématique des températures de l'absorbeur et du collecteur en fonction des radiations solaire, de la température ambiante et de la position

La troisième expérience a été effectuée en date de 23 février 2023. Comme illustré dans la Figure 35, un prototype de cheminée solaire composé d'un collecteur, d'un absorbeur et d'une cheminée a été construit et utilisé dans cette étude. La cheminée en plastique mesure 10 cm de diamètre et 1 m de hauteur. L'absorbeur, d'un diamètre de 100 cm, est fabriqué en fer. Le collecteur est en plexiglas, avec un diamètre de 100 cm et une hauteur de 10 cm.

La présente étude constitue un examen expérimental d'un prototype de cheminée solaire, visant à formuler un modèle mathématique complet pour décrire la dynamique de température du collecteur et de l'absorbeur en relation avec trois variables : le rayonnement solaire, la température ambiante et le rayon (position du point).



Figure 35: position des sondes sur le prototype expérimentale 3

II.3 : Simulation Numérique

II.3.1 : Description du problème

Cette étude numérique porte sur un prototype de cheminée solaire dont les dimensions sont comparables à celles prototype expérimentale. Ce prototype comprend une cheminée (ou tour) d'une hauteur $H = 139$ cm et d'un diamètre $D = 7,5$ cm, ainsi qu'un collecteur de rayon $R = 79$ cm et de hauteur $h = 10,5$ cm.

L'évaluation de l'efficacité dimensionnelle de la cheminée repose sur la variation d'un paramètre dimensionnel. L'analyse porte sur l'évolution de plusieurs grandeurs physiques, notamment la vitesse, la température et la pression, en fonction de la modification de ce paramètre et de la géométrie de la cheminée solaire. Pour simplifier le modèle utilisé dans les simulations, les hypothèses suivantes sont faites :

- Le système fonctionne en régime permanent.
- Modélisation SCPP 3D axisymétrique.
- Le mur de cheminée est considéré comme adiabatique.

- Les fluctuations du vent sont supposées avoir une influence négligeable sur le fonctionnement du système.
- Les propriétés de l'air à l'extérieur de la cheminée peuvent être supposées constantes

II.3.2 : Modèle mathématique

Le mouvement de l'air à l'intérieur de la centrale solaire à cheminée (SCPP) est déterminé par les équations de conservation de la masse, du mouvement et de l'énergie, formulées en coordonnées cylindriques. On utilise le logiciel de dynamique des fluides Ansys Fluent 19R3 pour résoudre ces équations numériquement. On exprime l'équation de continuité de la manière suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r\rho u) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (\text{II.1})$$

Où r : est la coordonnée radiale, w : la vitesse dans la direction axiale, z : la coordonnée axiale, ρ : la masse volumique de l'air et u : la vitesse dans la direction radiale.

Les équations de quantité de mouvement s'écrivent comme suit.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r\rho uu) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho uw) = 0 = -\frac{dp}{dr} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\left(\mu r \frac{\partial}{\partial r}(u)\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu \frac{\partial}{\partial z}(u)\right) - 2\mu \frac{u}{r^2} \quad (\text{II.2})$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho w) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r\rho uw) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho Vw) = -\frac{dp}{dz} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\left(\mu r \frac{\partial}{\partial r}(w)\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu \frac{\partial}{\partial z}(w)\right) - (\rho_0 - \rho)g \quad (\text{II.3})$$

Où ρ_0 : est la masse volumique de référence, V : la vitesse de l'air, p : la pression et μ : la viscosité dynamique.

L'équation énergétique s'écrit comme suit.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho T) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r\rho uT) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho VT) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\left(r \frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial}{\partial r}(T)\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu \frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial}{\partial z}(T)\right) \quad (\text{II.4})$$

Où C_p : est la capacité thermique massique de l'air et T : la température.

Le modèle de turbulence utilisé est le modèle standard $k-\epsilon$.

L'équation de l'énergie cinétique de turbulence k et du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente ϵ s'écrit comme suit.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho k u) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho k w) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial}{\partial r} (k) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial}{\partial z} (k) \right) + G_k + \beta g \frac{\mu_t}{Pr_{kt}} \frac{\partial}{\partial z} (T) - \rho \varepsilon \quad (\text{II.5})$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho \varepsilon u) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \varepsilon w) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial}{\partial r} (\varepsilon) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial}{\partial z} (\varepsilon) \right) + G_k C_{1\varepsilon} \left(\frac{\varepsilon}{k} \right) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\rho^2}{k} \quad (\text{II.6})$$

Où $\sigma_\varepsilon = 1,3$, $\sigma_k = 1$, $C_{1\varepsilon} = 1,44$ et $C_{2\varepsilon} = 1,92$. σ_k et σ_ε : sont les nombres de Prandtl turbulents pour k et ε , respectivement. μ_t est la viscosité turbulente.

II.3.3: Procédures numériques

La recherche a été menée sur un modèle de cheminée solaire élaboré à l'université de M'sila. Le Tableau 4 présente les caractéristiques géométriques de ce prototype. Le Tableau 5 compile les caractéristiques des matériaux de construction.

Tableau 4 : Les caractéristiques géométriques du prototype de cheminée solaire

Paramètres	La valeur [m]
Diamètre du collecteur	0.79
Hauteur du collecteur	0.0105
Diamètre de cheminée	0.075
Hauteur de cheminée	1.39
Epaisseur de collecteur	0.005
Epaisseur de la cheminée	0.005
Epaisseur de l'absorbeur	0.004

Tableau 5 : Les propriétés des matériaux de construction du prototype de cheminée solaire

Propriétés Physiques (unité)	collecteur	Absorbeur	cheminée
Densité [kg/m ³]	1190	7930	1330
conductivité thermique [W.m ⁻¹ K ⁻¹]	0.17	16	0.2
capacité calorifique Cp [J.kg ⁻¹ K ⁻¹]	1490	500	880
coefficient d'absorption	0.05	0.9	0.03
Transmissivité	0.9	OPAQUE	OPAQUE
Emissivité	0.86	0.85	0.92
Index de Réfractive	1.49	1	1

II.3.4 : Principes des codes CFD (Computational Fluid Dynamics)

Les logiciels de simulation numérique des écoulements, basés sur la méthode des volumes finis, sont désormais considérés comme de véritables « expériences numériques » lorsqu'ils sont conduits avec rigueur. L'un des principaux avantages de ces méthodes numériques est la possibilité d'accéder instantanément à toutes les grandeurs physiques de l'écoulement, telles que les champs de vitesse et de pression ou encore les contraintes mécaniques, et ce, en tout point du domaine étudié. En revanche, dans une expérimentation physique, l'obtention de ces données sur l'ensemble du champ d'écoulement est souvent complexe, voire impossible en pratique.

II.3.5 : Présentation du logiciel ANSYS

Ansys est une entreprise américaine spécialisée dans le développement de logiciels d'ingénierie assistée par ordinateur et de simulation numérique dédiés à la conception de produits. Le logiciel Ansys 19.3, apparu en janvier 2019, est une version de cette suite logicielle qui offre des outils pour simuler et prédire le comportement des produits dans divers environnements. Ansys 19.3 comprend des applications telles que : Ansys Mechanical pour l'analyse structurelle, Ansys Fluent pour la dynamique des fluides, et Ansys SpaceClaim pour la modélisation 3D. Ces outils permettent aux ingénieurs de concevoir, tester et optimiser des produits virtuellement, réduisant ainsi le besoin de prototypes physiques et accélérant le processus de développement.

Le logiciel Ansys est utilisé pour la simulation numérique des écoulements fluides. Il permet de prédire ces écoulements en résolvant les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, grâce à la méthode des volumes finis. Ansys peut modéliser une grande variété de flux, qu'ils soient laminaires ou turbulents, en régime permanent ou transitoire, incompressibles ou compressibles, ainsi que des écoulements internes ou externes, avec ou sans transfert thermique.

Afin d'arriver à faire une simulation sur notre prototype Ansys exige le passage par plusieurs étapes, Ansys possède d'un icône appeler workbench Figure 36 permet de faire toutes les opérations nécessaires pour arriver aux résultats souhaitées citons ces opérations en bref :

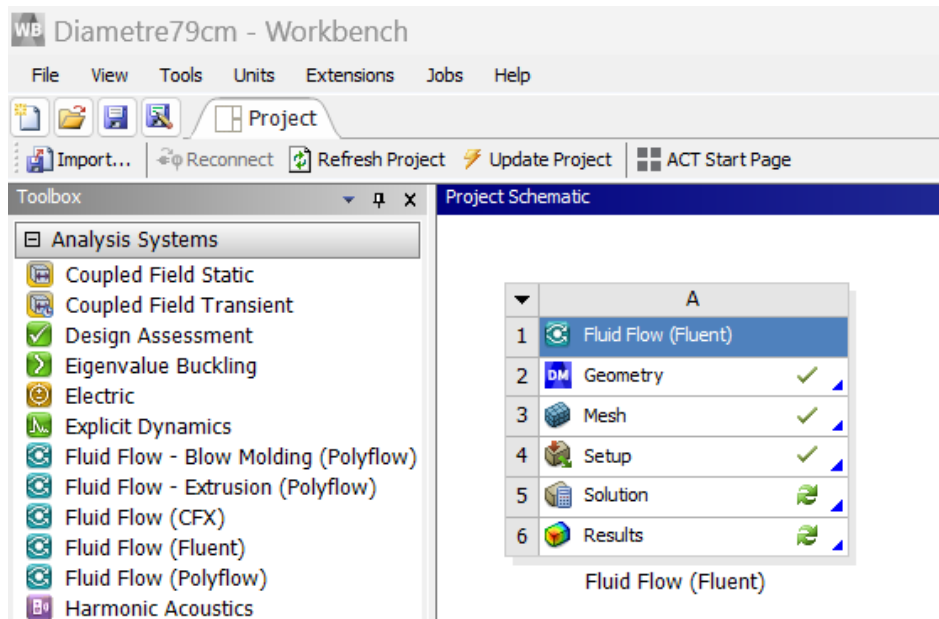


Figure 36 : Différentes étapes de la simulation numérique en utilisant le logiciel Ansys 2019R3.

II.3.5.1 : Geometry

La section "Geometry" dans ANSYS permet de concevoir des prototypes ou des modèles de toute complexité, allant des formes géométriques simples aux structures les plus élaborées. Grâce au sous-logiciel intégré DesignModeler (Figure 38), l'utilisateur peut créer, modifier et préparer la géométrie pour l'analyse numérique. Ce module offre des outils puissants pour l'esquisse 2D ou 3D, l'extrusion, la révolution, et l'assemblage de pièces. Il facilite également l'importation et la réparation de géométries issues de logiciels externes. La précision de cette étape conditionne la qualité du maillage et la fiabilité des simulations ultérieures.

II.3.5.2 : Mesh

Le maillage dans ANSYS est une étape cruciale de la simulation numérique, consistant à diviser la géométrie en éléments finis pour résoudre les équations physiques. Un maillage fin et bien structuré améliore la précision des résultats, surtout dans les zones à forts gradients thermiques ou mécaniques. Le choix du type d'éléments (triangulaires, quadrilatéraux, tétraédriques, etc.) dépend de la complexité de la géométrie. Une bonne qualité de maillage assure la stabilité et la convergence rapide du calcul (Figure 39).

II.3.5.3 : Setup :

Dans cette étape essentielle du processus de simulation sous ANSYS, l'utilisateur configure tous les paramètres liés à l'étude. Il s'agit notamment de définir le type d'analyse (statique, thermique, fluide, etc.), la dimensionnalité (2D ou 3D), ainsi que les matériaux utilisés et leurs propriétés physiques et chimiques. Le fluide moteur est également spécifié avec ses

caractéristiques thermodynamiques. Enfin, les conditions aux limites, les sources de chaleur et ainsi que toutes les données nécessaires (Figure 40)

II.3.5.4 : Solution

Dans cette phase, l'opérateur lance le processus de calcul après avoir correctement configuré toutes les étapes précédentes. ANSYS effectue alors la résolution numérique selon les équations physiques du problème, jusqu'à atteindre la convergence des résultats. Une fois la convergence obtenue, les résultats sont affichés sous forme de courbes, de contours, ou de champs de variables. Ces données numériques ou graphiques peuvent ensuite être analysées et exploitées en fonction des objectifs fixés par l'utilisateur, comme l'optimisation d'un design ou la validation d'un modèle physique et selon besoins et orientation de l'utilisateur (Figure 44).

II.3.6 : Réalisation de la géométrie

Un logiciel intégré à l'Ansys appelé DesignModler nous permet de faire dessiner tout type de dessins voulu à n'importe quel plan et dimensions notre étude a été faite sur le plan 3D avec les dimensions citées au-dessus. Après avoir fait le dessin (Figure 38) et comme le problème est axisymétrique, notre étude a été effectuée sur une portion de 25 degrés du prototype avec deux plans de symétrie (XZ et YZ) comme illustré sur la Figure 37 et cela pour permettre d'économiser le temps de calcul de logiciel sans influence sur les résultats finaux.

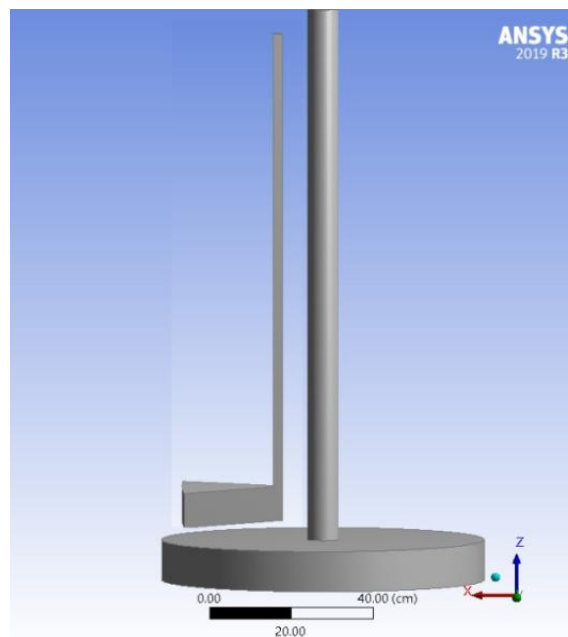


Figure 37 : La portion de 25 degrés du prototype de la cheminée solaire étudié.

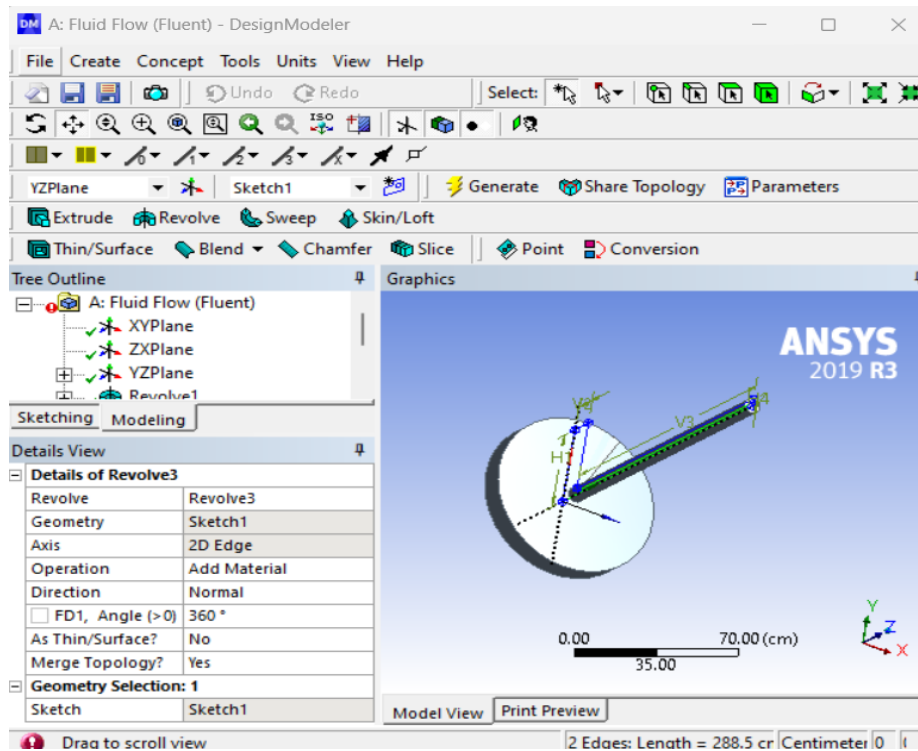


Figure 38 : Dessin et dimensions de prototype de la cheminée solaire.

II.3.7 : Maillage

Le maillage correspond à l'ensemble des petites cellules (ou mailles) créées pour diviser la géométrie en éléments plus petits. La qualité et la précision des résultats numériques dépendent fortement du maillage utilisé. Les résultats du calcul sont affectés par le nombre d'éléments et de nœuds d'une configuration à une autre. Ansys Fluent 19R3 est capable de traiter des éléments quadrangulaires et triangulaires en modélisation 3D. Cette flexibilité donne aux concepteurs la possibilité de choisir le maillage et la méthode adaptée à la conception de la cheminée solaire à.

Dans le cadre de notre thèse, nous avons analysé l'impact du maillage sur les principales caractéristiques de l'air circulant dans une cheminée solaire, notamment le débit massique, la température et la pression. L'objectif de cette étude est de garantir que les résultats issus de la simulation numérique soient fiables, précis et en adéquation avec les données expérimentales. Pour cela, plusieurs configurations de maillage ont été testées, allant des maillages grossiers aux maillages plus raffinés, afin d'étudier leur influence sur les résultats finaux. Nous avons observé que les variations du maillage entraînent des écarts non négligeables dans la répartition des champs de température et de pression, ce qui affecte directement l'efficacité énergétique de la cheminée. Un maillage trop grossier peut engendrer une perte de précision, tandis qu'un maillage trop fin, bien que plus précis, peut

nécessiter un temps de calcul excessif. Après une série de simulations, nous avons identifié qu'un maillage raffiné permettait d'obtenir des résultats plus proches des mesures expérimentales, assurant ainsi une bonne validation du modèle.

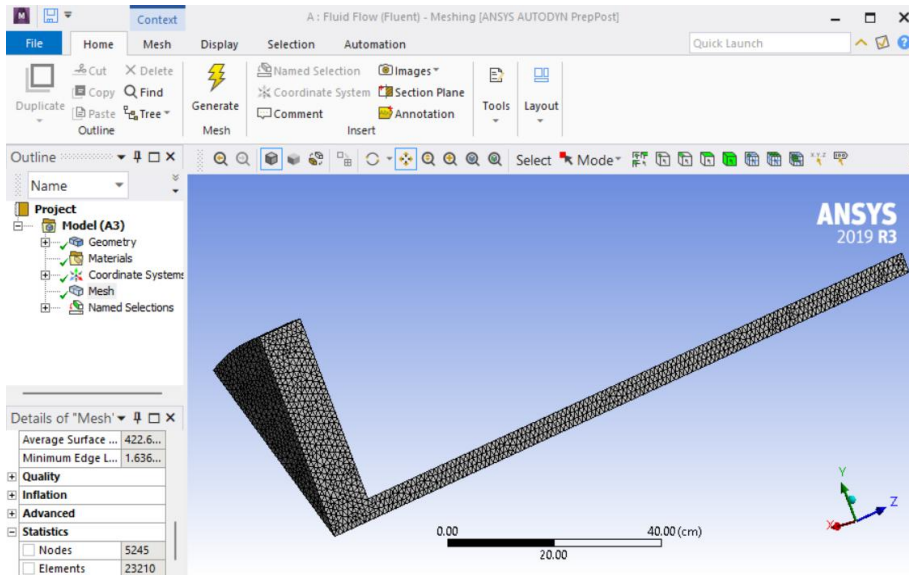


Figure 39 : Structure de maillage considérée pour l'analyse CFD du SCPP

Nous avons adopté un maillage triangulaire en modélisation 3D, composé de 5245 nœuds et de 23210 éléments, comme illustré à la Figure 39. Ce maillage a été retenu car il offrait un bon compromis entre la qualité des résultats et le temps de calcul, tout en respectant le critère d'indépendance du maillage. Cette étape est cruciale dans les simulations CFD, car elle conditionne la fiabilité des résultats numériques utilisés pour optimiser la conception des cheminées solaires.

II.3.8 : Configuration

Dans cette étape, Ansys intègre un logiciel appelé Fluent, qui permet de résoudre les équations décrivant les écoulements laminaires et turbulents en 2D ou 3D. Il peut traiter des problèmes en régime permanent ou instationnaire. Fluent permet la simulation d'une vaste gamme d'écoulements fluides dans différentes configurations, qu'il s'agisse d'écoulements compressibles ou incompressibles, internes ou externes, avec ou sans transfert de chaleur, et ainsi de suite... Ici Fluent demande de choisir tous les critères et procédures de configuration de l'étude tels que le type d'analyse de l'étude 2D ou 3D (Figure 41).

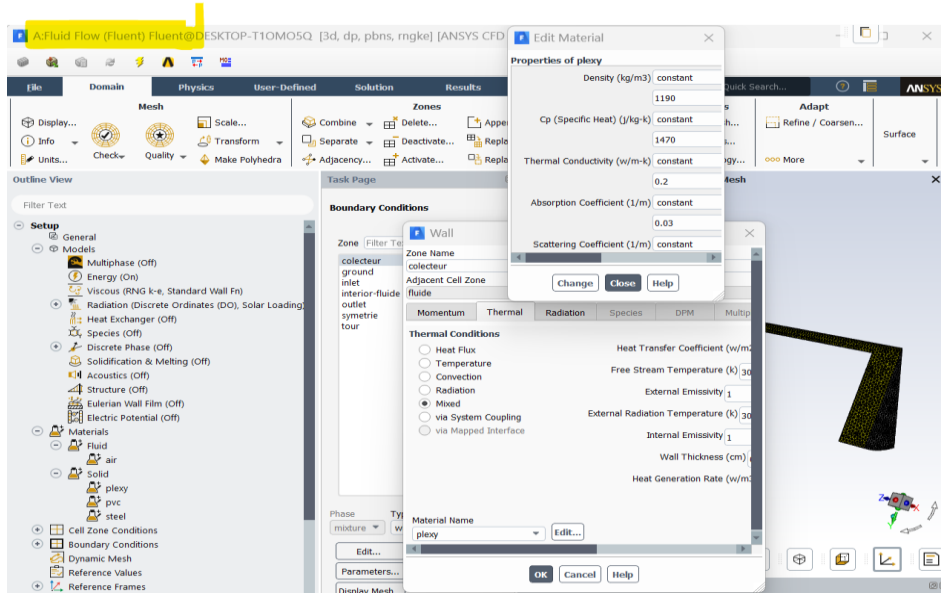


Figure 40 : Configuration du sous logiciel Fluent

Les matériaux utilisés dans la conception et leurs propriétés physiques et chimique ; le fluide moteur et leur propriétés ; les conditions aux limites et leurs valeurs et ainsi que toutes les données nécessaire. Dans notre étude les données nécessaires d’entrées au Fluent comme les propriétés physiques et thermiques pour la résolution de problématique récente sont présentés sur les Figures 41 ; 42 ; 43

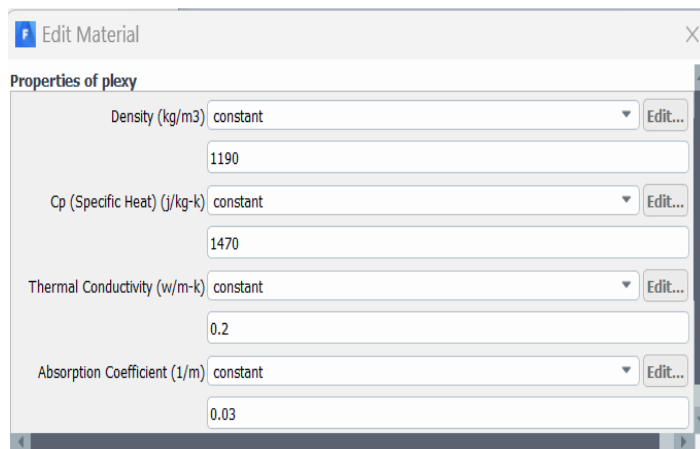


Figure 41 : Propriétés physiques et thermiques de la vitre en plexiglas.

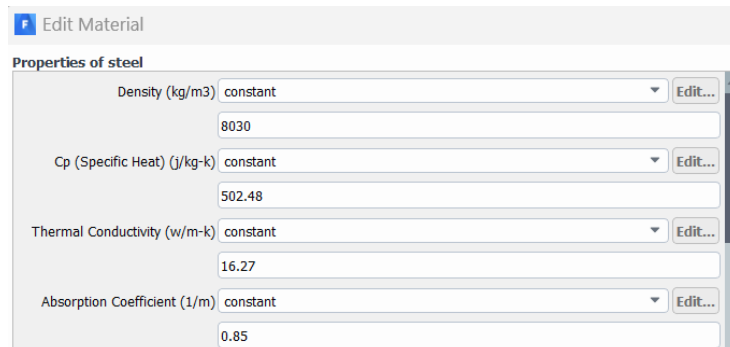


Figure 42 : Propriétés physiques et thermiques de l’absorbeur

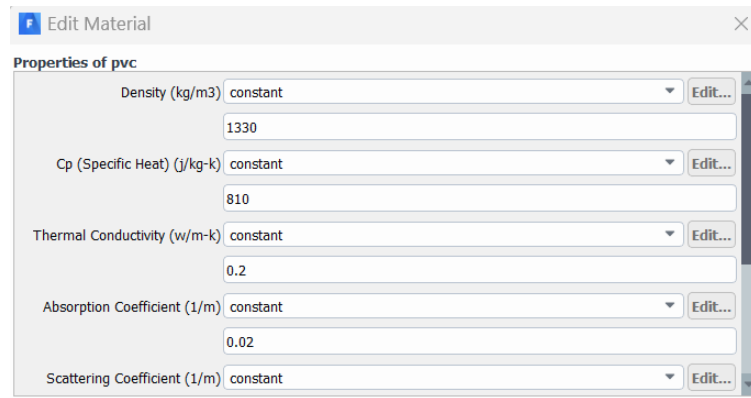


Figure 43 : Propriétés physiques et thermiques de la tour

II.3.9 : Solution

En utilise le même logiciel intégré Fluent dans cette étape, l'opérateur demande Fluent de faire montrer les résultats après la convergence ensuite ces résultats peuvent être présenté sous formes de profil soit de température ; de pression ou de vélocité ; Peuvent être sous forme plots sur n'importe quel plan ou axes ; peuvent regrouper comme vecteur et exportées vers n'importe quel logiciel (excel ; tecplot ; comsol ; ... etc) qui sera maitrisé par l'opérateur. Ces résultats vont être exploités selon besoins et orientation de l'utilisateur

Figure 44

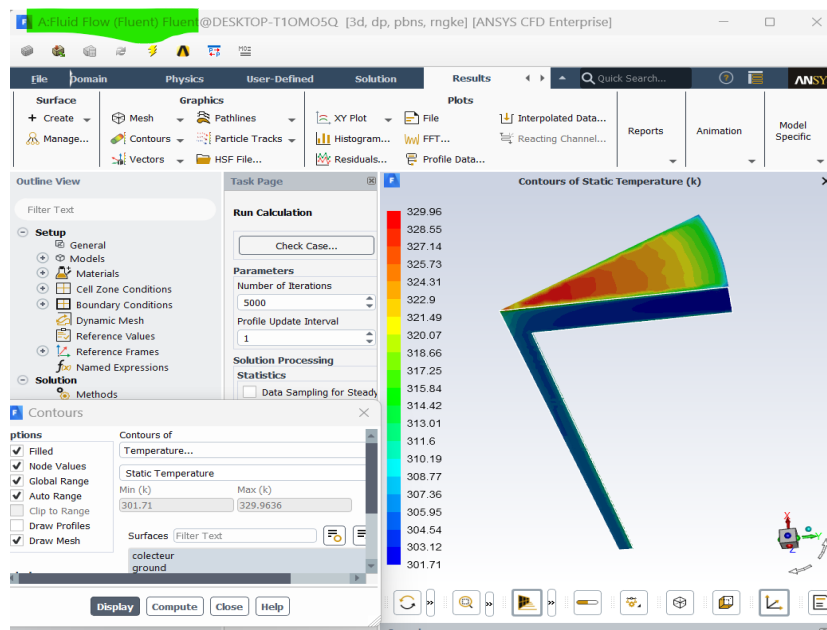


Figure 44 : solution de système de calcul

Conclusion

Le chapitre 2 présente les matériels et les méthodes utilisés pour les études expérimentales et numériques du système de cheminée solaire. Trois expériences complémentaires ont été réalisées pour observer le comportement thermique du système en conditions réelles. La première expérience a eu lieu le 9 mai 2022 sur le site de l'université de Biskra. Elle visait à mesurer les températures moyennes de l'absorbeur et de collecteur en fonction du radiation solaire et de température ambiante. Dix capteurs de température ont été disposés à différentes positions radiales pour établir une cartographie thermique détaillée.

La deuxième expérience a été réalisée le 21 février 2023 également à l'université de Biskra. Elle s'est concentrée sur l'évolution des températures le long de la cheminée solaire. Des capteurs ont été positionnés à plusieurs hauteurs afin de suivre la progression thermique de l'air chauffé à l'intérieur de la cheminée.

Enfin, la troisième expérience, conduite le 23 février 2023, a consisté en la modélisation mathématique des températures de l'absorbeur et du collecteur en fonction de trois paramètres : le rayonnement solaire, la température ambiante et la position radiale. Cette approche a permis d'établir des modèles généralisés décrivant le comportement thermique à chaque point du système.

En parallèle de ces essais, une modélisation numérique a été réalisée grâce au logiciel ANSYS Fluent. Le système a été modélisé géométriquement grâce à DesignModeler, tandis que le maillage a été réalisé via Mesh, en employant des éléments triangulaires structurés qui correspondent à la configuration cylindrique du collecteur et de la cheminée. Les limites et les paramètres physiques ont été établis selon les situations d'étude.

La méthode des volumes finis a été utilisée pour discrétiser les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement (Navier-Stokes) et de l'énergie. La résolution a été effectuée de manière itérative jusqu'à convergence. L'objectif de cette simulation est de compléter les mesures expérimentales par une analyse numérique approfondie.

Ainsi, ce chapitre établit une base rigoureuse pour l'étude thermique de la cheminée solaire, en combinant essais réels et modélisation numérique, dans une approche méthodique et reproductible.



**Chapitre III : Résultats et
discussions**

III.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons et analysons les résultats expérimentaux obtenus lors de nos travaux. Ces résultats sont structurés en trois parties : la première traite de l'évolution des températures moyennes du collecteur et de l'absorbeur selon le rayonnement solaire et la température ambiante. La seconde analyse la répartition des températures dans l'ensemble du système de la cheminée solaire, notamment au niveau du collecteur, de l'absorbeur, de l'air entre les deux, ainsi que dans la cheminée elle-même. La troisième partie est consacrée à la modélisation mathématique des températures du collecteur et de l'absorbeur en fonction de paramètres climatiques et de la position radiale. Enfin, les résultats de la simulation numérique réalisée avec le logiciel ANSYS 2019R3 sont présentés et comparés aux données expérimentales pour valider la cohérence du modèle. Enfin, les résultats issus de la simulation numérique effectuée à l'aide du logiciel ANSYS 2019R3 sont présentés en détail. Cette simulation repose sur une modélisation tridimensionnelle du prototype de cheminée solaire, prenant en compte les conditions aux limites, les propriétés thermophysiques des matériaux, ainsi que les flux de chaleur imposés par le rayonnement solaire. L'objectif principal de cette étape est de reproduire numériquement le comportement thermique observé expérimentalement, afin de mieux comprendre la distribution des températures dans le système. Les résultats obtenus ont été soigneusement comparés aux mesures expérimentales, ce qui a permis de valider la précision du modèle numérique. La concordance entre les données numériques et expérimentales démontre la fiabilité de la simulation pour prédire le comportement thermo-fluidique d'une cheminée solaire sous différentes conditions climatiques. Ce travail de validation est essentiel pour l'optimisation future du système et pour une meilleure exploitation énergétique. Souhaitez-vous que je vous aide à illustrer cette section avec une figure ou un tableau comparatif ?

III.2: Résultats expérimentaux

III.2.1 Etude de l'évolution des températures moyennes sur le collecteur et l'absorbeur en fonction des radiations solaires et de la température ambiante

III.2.1.1 : Variation des températures du collecteur et de l'absorbeur en fonction du temps

Les variations de température du collecteur et de l'absorbeur en fonction du diamètre sont illustrées respectivement dans les Figures 45 et 46. Dans les deux cas, toutes les températures (T_1 , T_2 , T_3 , T_4 et T_5) suivent une évolution similaire.

Sous l'effet du rayonnement solaire traversant le collecteur et absorbé par l'absorbeur, les températures relevées sur l'absorbeur (T_{1Abs} , T_{2Abs} , T_{3Abs} , T_{4Abs} et T_{5Abs}) sont plus élevées que celles du collecteur (T_{1col} , T_{2col} , T_{3col} , T_{4col} et T_{5col}), comme le montrent les Figures 58 et 59. Les températures maximales du collecteur et de l'absorbeur sont enregistrées lorsque l'intensité du rayonnement solaire est la plus forte.

Les températures de collecteur et de l'absorbeur dépendent du rayon de ces derniers : elles augmentent à mesure que le rayon diminue. Parmi toutes les températures relevées, T_1 présente les valeurs les plus faibles, tandis que T_5 affiche les plus élevées. Enfin, les températures T_{4Abs} et T_{5Abs} sont pratiquement identiques.

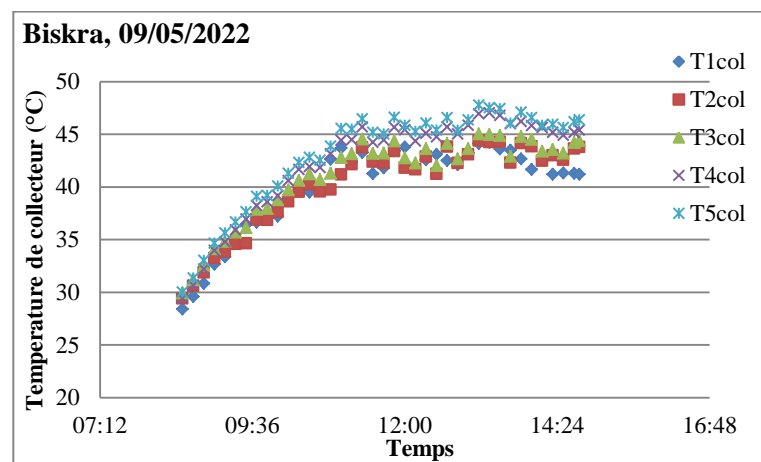


Figure 45 : Variation des températures sur le collecteur[55]

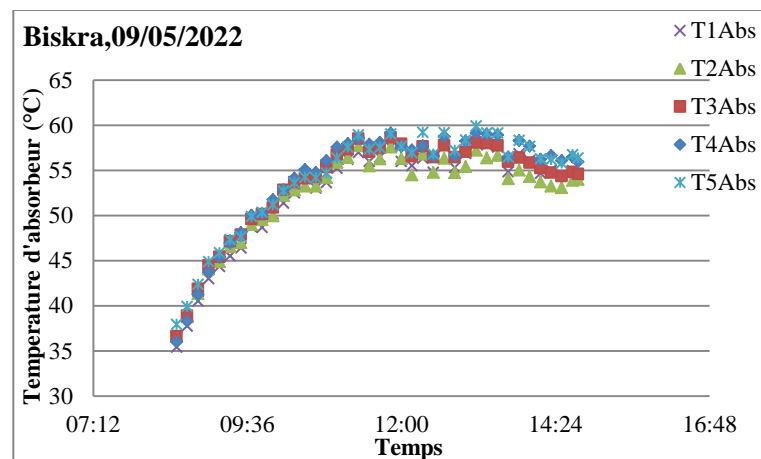


Figure 46 : Variation des températures sur l'absorbeur[55]

III.2.1.2 : Relation entre les températures moyennes du collecteur et de l'absorbeur

L'évolution des températures moyennes du collecteur (T_{mcol}) et de l'absorbeur (T_{mabs}) au cours de la période d'essai est illustrée dans la Figure 47. Il convient de noter que la température moyenne correspond à la moyenne des températures relevées en chaque point pour chaque

cas (collecteur et absorbeur). Le rayonnement solaire semble influencer la variation des températures moyennes du collecteur et de l'absorbeur, qui suivent une tendance similaire. Les températures les plus élevées sont notées à 12h10, culminant à 45,64°C pour le collecteur et 58,44°C pour l'absorbeur.

Durant toute la durée de l'expérimentation, la température moyenne de l'absorbeur dépasse constamment celle du collecteur. L'écart de température entre ces deux températures varie en fonction du temps, atteignant un maximum de 13,98°C à 11h10 et un minimum de 7,08°C à 8h30.

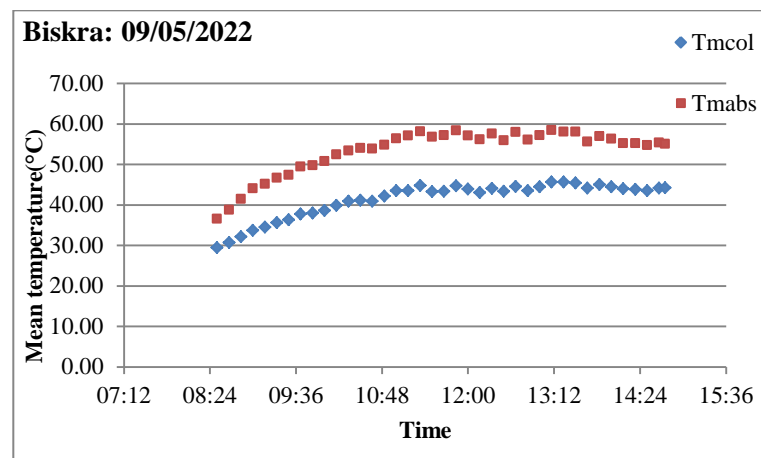


Figure 47 : Évolution des températures moyennes du collecteur et de l'absorbeur au cours du temps[55]

La température moyenne de l'absorbeur (T_{mabs}) augmente avec l'augmentation de la température moyenne du collecteur (T_{mcol}), et elles sont corrélées selon une loi polynomiale comme présenté dans l'équation III.1, avec un coefficient de détermination de 0,98.

$$T_{mabs} = -0.0321 \times (T_{mcol})^2 + 3.7266 \times T_{mcol} - 45.324 \quad (R^2 = 0.9832) \quad (III. 1)$$

III.2.1.3 : Effet des conditions de fonctionnement sur les températures moyennes du collecteur et de l'absorbeur

Les Figures 48 et 49 montrent comment la température ambiante et le rayonnement solaire affectent la température moyenne du collecteur. Il apparaît que la température moyenne du collecteur augmente avec la température ambiante (T_{amb}), suivant la relation suivante :

$$T_{mcol} = -0.1659 \times (T_{amb})^2 + 10.77 \times T_{amb} - 129.78 \quad (R^2 = 0.9632) \quad (III. 2)$$

Ce modèle mathématique présente un très bon coefficient de détermination (0,96), confirmant ainsi l'impact significatif de la température ambiante sur la température moyenne du collecteur.

De même, l'augmentation du rayonnement solaire (G) reçu à la surface du collecteur entraîne une élévation de sa température moyenne. Cette variation suit une loi similaire à

celle de l'effet de la température ambiante, comme exprimé dans l'équation (III.3), avec un coefficient de détermination de 0,954. La valeur déterminée du coefficient de détermination R^2 témoigne de l'influence notable du rayonnement solaire sur la température moyenne du collecteur et valide la pertinence du modèle suggéré pour illustrer son changement.

$$T_{mcol} = -5 \times 10^{-5} \times (G)^2 + 0.094 \times G - 2.27893 \quad (R^2 = 0.9542) \quad (III.3)$$

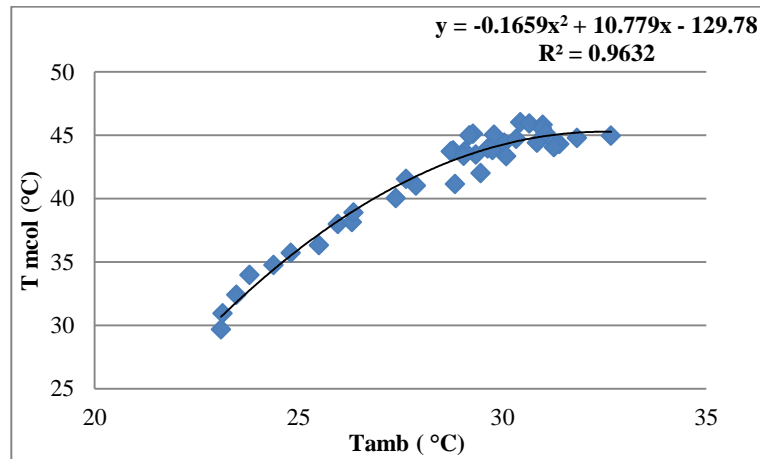


Figure 48 : Effet de la température ambiante sur la température moyenne du collecteur[55]

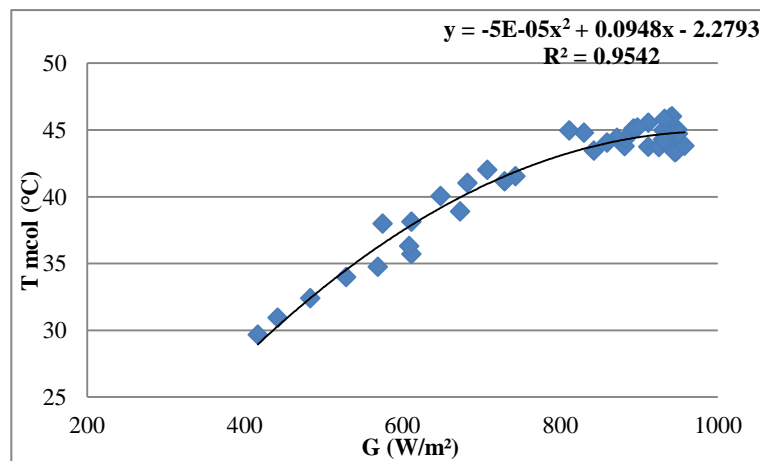


Figure 49 : Effet du rayonnement solaire sur la température moyenne du collecteur[55]

Comme mentionné précédemment, deux modèles ont été proposés pour décrire la variation de T_{mcol} en fonction de T_{amb} et G , respectivement. Un autre modèle prenant en compte simultanément ces deux variables (T_{amb} et G) a été développé à l'aide du logiciel MATLAB. Il est de la forme :

$$T_{mcol} = -60.84 + 1.412 \times 10^{-5} \times (G)^2 + 0.03216 \times G - 0.07856 \times (T_{amb})^2 + 5.281 \times T_{amb} \quad (R^2 = 0.9811) \quad (III.4)$$

Ce modèle présente un très bon coefficient de détermination (0,981) ainsi qu'une erreur quadratique moyenne (RMSE) de $0,61^\circ\text{C}$, ce qui valide son efficacité pour la prédiction de

La température moyenne du collecteur varie en fonction de la température extérieure et de l'ensoleillement.

Les valeurs modélisées de la température moyenne du collecteur sont en bon accord avec les valeurs enregistrées expérimentalement, comme l'illustre la Figure 50

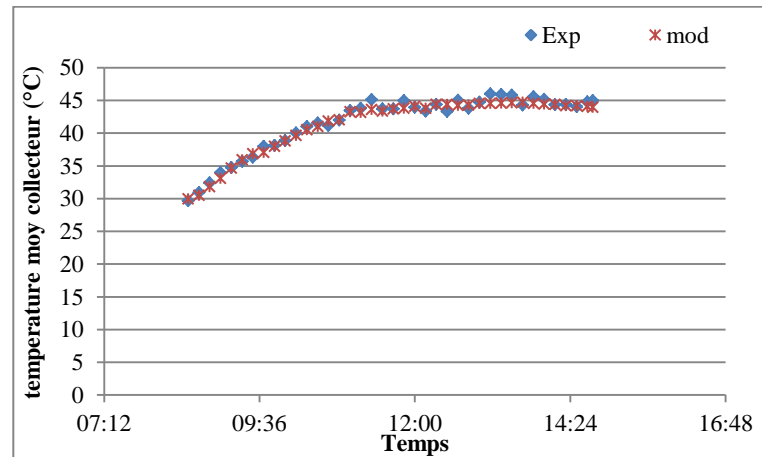


Figure 50 : Comparaison des températures moyennes du collecteur expérimentales et modélisées[55]

Les Figures 51 et 5 montrent comment la température ambiante et le rayonnement solaire influencent la température moyenne de l'absorbeur. Il est établi que l'augmentation du rayonnement solaire et de la température ambiante entraîne une élévation de la température moyenne de l'absorbeur.

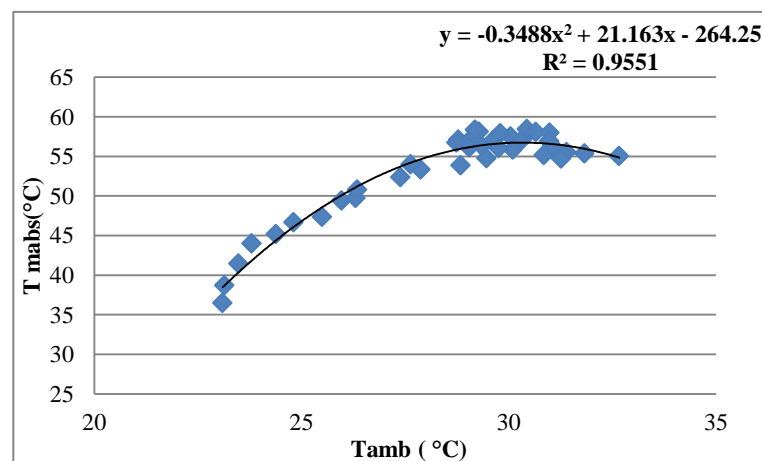


Figure 51 : Effet de la température ambiante sur la température moyenne de l'absorbeur[55]

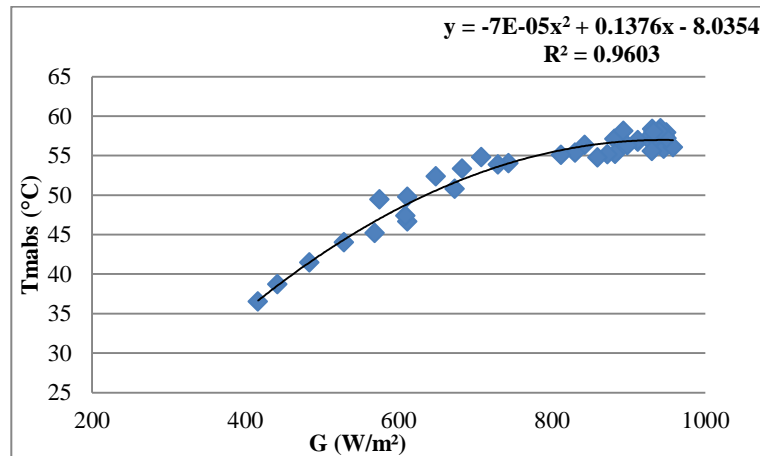


Figure 52 : Effet de l'irradiation solaire sur la température moyenne de l'absorbeur[55]

Lorsque le rayonnement solaire augmente, la quantité de radiation traversant le vitrage s'accroît, augmentant ainsi la quantité de chaleur absorbée par l'absorbeur. Cela entraîne une élévation de sa température.

De plus, l'augmentation de la température ambiante provoque une élévation de la température du collecteur, intensifiant ainsi les échanges thermiques (par rayonnement) entre le collecteur et l'absorbeur. Par conséquent, la température de l'absorbeur augmente.

Ainsi, la température de l'absorbeur croît avec l'élévation du rayonnement solaire et de la température ambiante. Cela entraîne également une augmentation de la température de l'air, de la différence de température du collecteur, ainsi que de la puissance et de l'efficacité de la cheminée solaire. Ces observations sont en accord avec les résultats de la littérature[1],[28],[55],[23],[60],[61]

L'évolution de T_{mabs} en fonction de T_{amb} et de G peut être résumée sous la forme d'une expression mathématique comme suit :

$$T_{mabs} = -0.3488 \times (T_{amb})^2 + 21.163 \times T_{amb} - 264.25 \quad (R^2 = 0.9551) \quad (III. 5)$$

$$T_{mabs} = -7 \times 10^{-5} \times (G)^2 + 0.1376 \times G - 8.0354 \quad (R^2 = 0.9603) \quad (III. 6)$$

De manière similaire, un modèle décrivant la variation de la température moyenne de l'absorbeur en fonction des conditions environnementales (G et T_{amb}) a été établi :

$$T_{mabs} = -157 - 2.595 \times 10^{-5} \times (G)^2 + 0.0554 \times G - 0.2101 \times (T_{amb})^2 + 12.47 \times T_{amb} \quad (R^2 = 0.979) \quad (III. 7)$$

Ce modèle présente un coefficient de détermination de 0,979 et une erreur quadratique moyenne (RMSE) de 0,664°C, ce qui le rend pertinent pour la prédiction de la température moyenne de l'absorbeur en fonction de la température ambiante et du rayonnement solaire.

La Figure 53 compare les valeurs modélisées et expérimentales de la température moyenne de l'absorbeur. L'accord satisfaisant entre ces valeurs confirme la fiabilité du modèle proposé.

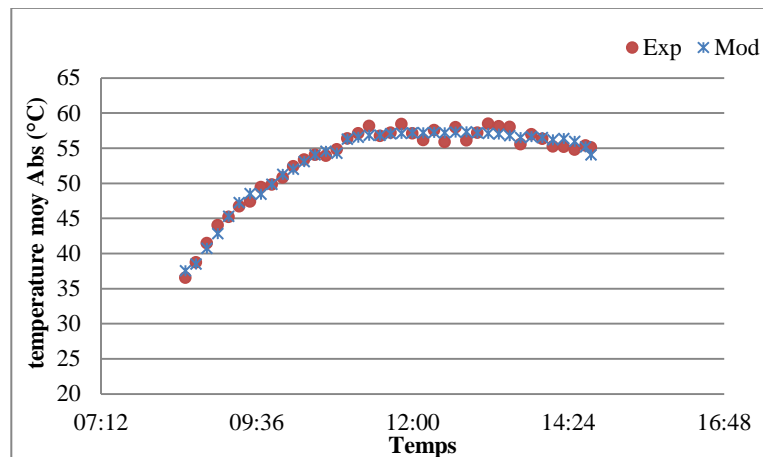


Figure 53 : Comparaison des températures moyennes de l'absorbeur expérimentales et modélisées[55]

III.2.2 Étude de la variation des températures dans la cheminée solaire

III.2.2.1 Evolution des températures du collecteur, de l'absorbeur et de l'air

La Figure 54, illustre l'évolution de la température dans le collecteur en fonction des points 1, 2, 3 et 4. Au fil du temps, toutes ces températures évoluent au même rythme. Les valeurs maximales de température pour tous les points sont enregistrées à 12h32.

De plus, comme le montre la Figure 54, T_{emp1} (le plus éloigné de la cheminée) présente les valeurs les plus basses par rapport aux autres, tandis que T_{emp4} , le plus proche de la cheminée, affiche les valeurs les plus élevées. Les autres températures se répartissent par ordre croissant entre ces deux extrêmes (T_{emp4} et T_{emp1}).

La même tendance d'évolution des températures observée dans le l'absorbeur (T_{emp1} , T_{emp2} , T_{emp3} et T_{emp4}) est également constatée sur l'absorbeur Figure 55. Dans ce cas, les valeurs de température de l'absorbeur sont supérieures à celles du collecteur. De même, les différences de température entre T_{emp1} et T_{emp4} dans l'absorbeur sont plus importantes que celles notées dans le collecteur. En revanche, les écarts de température entre T_{emp3} et T_{emp4} ne sont pas significatifs.

La température de l'air aux quatre points de mesure suit le même schéma que celui observé pour le collecteur et l'absorbeur.

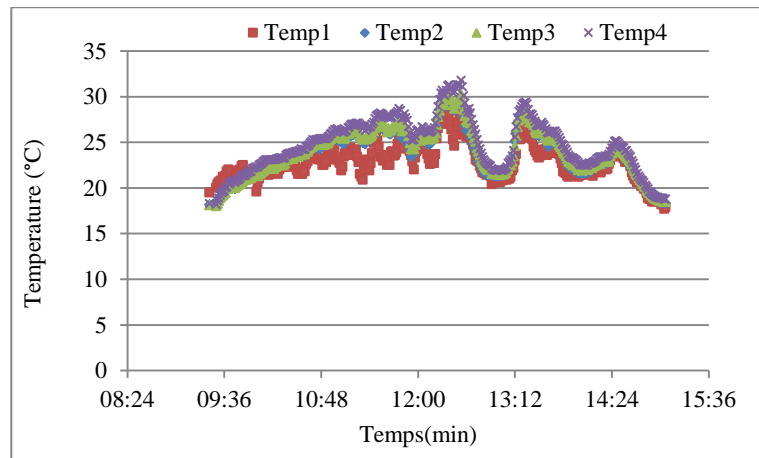


Figure 54 : Évolution de la température du collecteur[28]

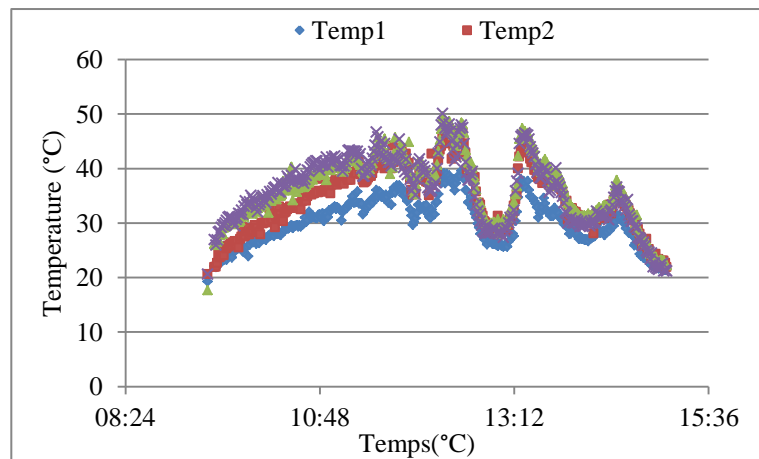


Figure 55 : Évolution de la température de l'absorbeur[28]

Comme le montre la Figure 56, lorsque le diamètre diminue, la température de l'air augmente. Ces résultats sont en accord avec les observations expérimentales et numériques rapportées dans la littérature[23],[60]. Il est à noter que la différence de température entre T_4 et T_1 n'est pas aussi significative que celle observée dans l'absorbeur.

La quantité de chaleur captée par l'absorbeur est liée au rayonnement solaire et a un impact significatif sur la température de l'air à la sortie du collecteur[61]. L'élévation de la température de l'air dans le collecteur entraîne une augmentation de la vitesse de l'air, ce qui accroît son énergie cinétique[62].

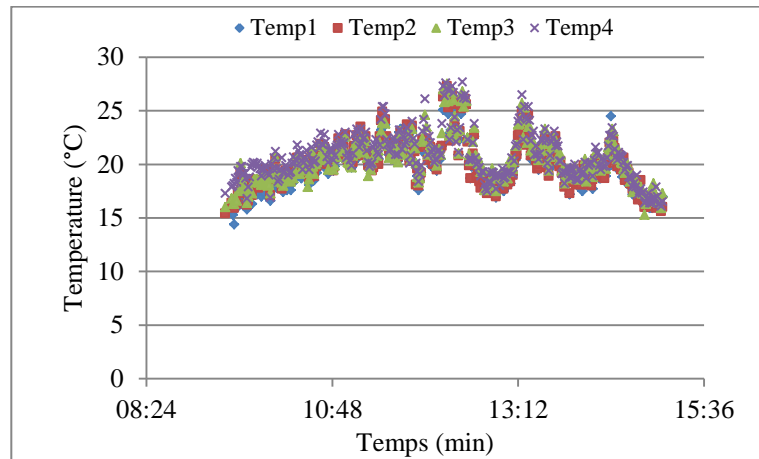


Figure 56 : Évolution de la température de l'air[28]

III.2.4.2 : Évolution de la Température de l'Air dans la Cheminée

La Figure 57 illustre l'évolution de la température de l'air dans la cheminée aux quatre emplacements indiqués. Ces températures suivent la même tendance que celles observées dans l'air, l'absorbeur et le verre, avec une valeur maximale enregistrée à 12h30.

Tout au long de l'expérience, la température au bas de la cheminée (T_{emp1}) est la plus élevée, suivie de T_{emp2} , T_{emp3} , et enfin T_{emp4} . Selon son axe, la température à l'intérieur de la cheminée dépend de sa position : elle diminue progressivement jusqu'à atteindre la température extérieure. Ces mêmes résultats ont été rapportés dans la littérature[63],[64].

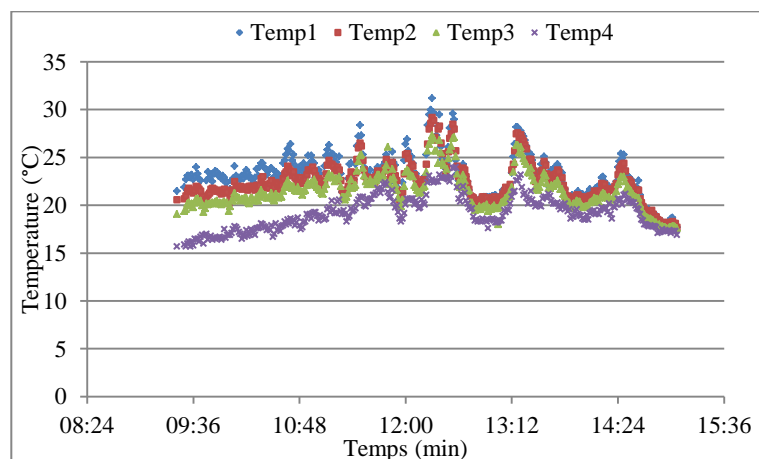


Figure 57 : Évolution de la température dans la cheminée[28]

III.2.4.3 : Évolution de la température dans la cheminée

Afin d'observer l'effet de la position du point sur la variation de température, l'évolution de la température dans la cheminée a été présentée à deux moments : 12h00 et 13h30, comme indiqué dans la Figure 58

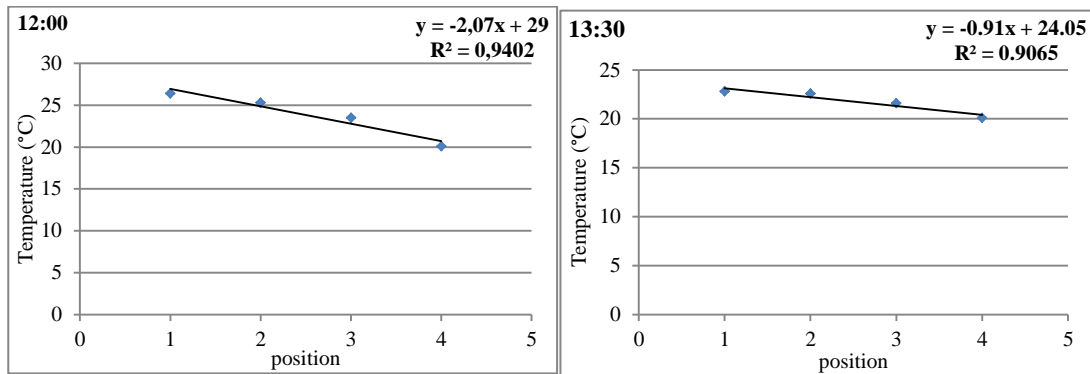


Figure 58 : Évolution de la température dans la cheminée en fonction de la position pour deux moments différents[28]

La température dans la cheminée diminue selon une loi linéaire en fonction de la position, laquelle varie en fonction des conditions (rayonnement solaire, température ambiante).

À 12h00, l'évolution de la température dans la cheminée est donnée par l'équation suivante :

$$T_{ch}(x) = -2.07 \times x + 29 \quad (R^2 = 0.94) \quad (\text{III.08})$$

Où $T_{ch}(x)$ représente la température de la cheminée à la position x . Cette équation montre une diminution de la température dans la cheminée selon une évolution linéaire, avec un coefficient de corrélation R^2 de 0,94.

À 13h30, la variation de température suit également une relation linéaire avec un R^2 de 0,91, exprimée sous la forme :

$$T_{ch}(x) = -0.91 \times x + 24.05 \quad (R^2 = 0.91) \quad (\text{III.09})$$

III.2.4.4 : Évolution des Températures de l'Absorbeur, du Collecteur et de l'Air en Fonction de la Position

La Figure 59 illustre l'évolution de la température du collecteur, de l'air et de l'absorbeur en fonction des quatre positions de mesure. Pour toutes ces positions, ces trois températures suivent la même tendance. De plus, à tout moment et en tous lieux, la température de l'absorbeur est supérieure à celles de l'air et du collecteur[23],[61].

L'évolution de la température ambiante ainsi que des températures moyennes du collecteur, de l'air, de l'absorbeur et de la cheminée au fil du temps est illustrée dans la Figure 60 . Il a été observé que toutes ces températures moyennes suivent la même tendance, ce qui est également constaté pour toutes les positions mentionnées précédemment, et qu'elles étaient plus élevées et restent supérieures à la température ambiante. L'absorbeur affiche les valeurs moyennes de température les plus élevées par rapport aux températures moyennes de l'air et du collecteur. La température moyenne de l'air présente les valeurs les plus basses, comme l'indique chaque position.

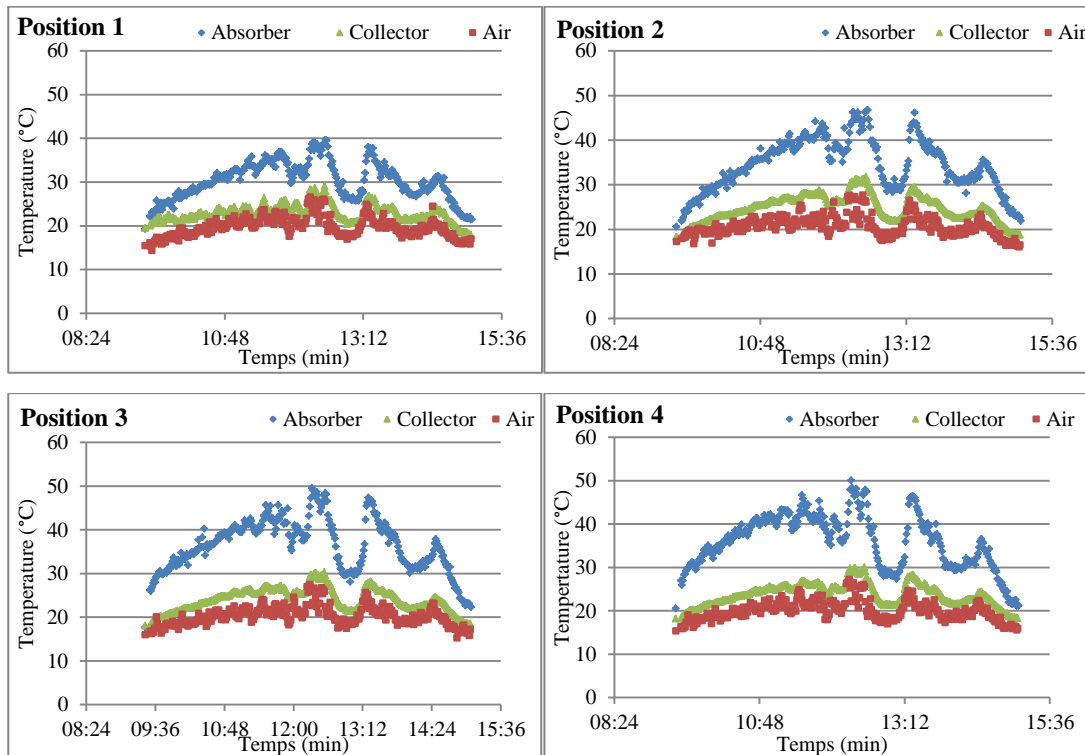


Figure 59 : évolution de la température du collecteur, de l'air et de l'absorbeur en fonction des quatre positions de mesure[28]

Le même comportement des températures du collecteur, de l'air et de l'absorbeur a été observé dans le modèle d'Aurybi et al[54]. sur le prototype de Manzanares. Ces résultats ont également été rapportés par Roozbeh et al[65] ; Semane et Al[55] ; R.Ihadaddene et Al[28] et Ayed et al[60].

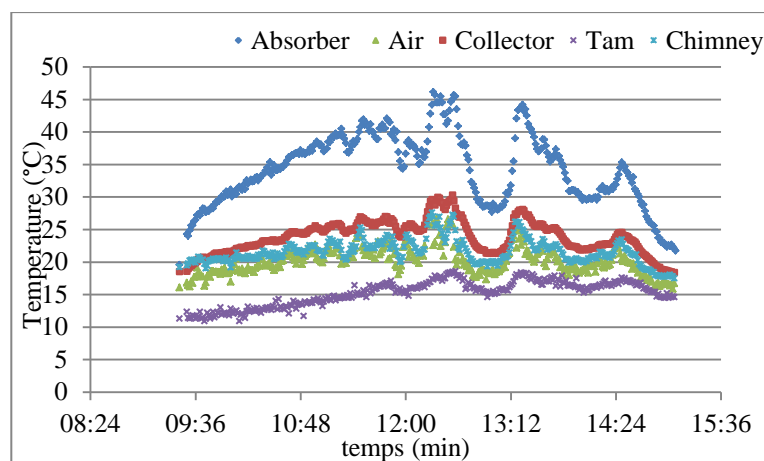


Figure 60 : évolution de la température ambiante et les températures moyennes du collecteur, de l'air, de l'absorbeur et de la cheminée au fil du temps[28]

L'air à l'intérieur de la cheminée solaire se dilate et la vitesse de l'air augmente en raison de l'élévation de la température de l'air causée par l'augmentation des températures de l'absorbeur et du collecteur, qui dépend de l'augmentation du rayonnement solaire. La

température moyenne de la cheminée était légèrement plus élevée que la température moyenne de l'air. La différence de température entre ces deux valeurs varie de 0 à 4,68 °C. La température moyenne de l'absorbeur suit la même tendance que celle du collecteur ; la température moyenne de l'absorbeur augmente à mesure que la température moyenne du collecteur augmente, avec une différence allant de 1,03 °C à 17,23 °C selon les conditions climatiques (rayonnement solaire, température ambiante et vitesse du vent).

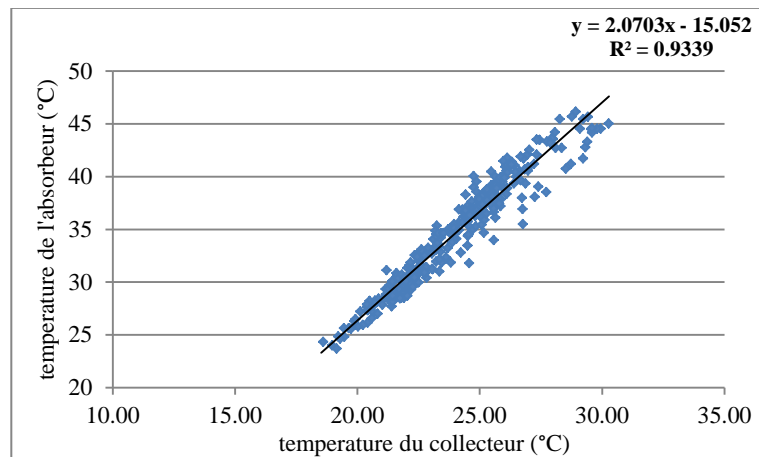


Figure 61 : Variation de la température moyenne de l'absorbeur en fonction de la température moyenne du collecteur[28].

Ces températures moyennes de l'absorbeur et du collecteur sont liées par une loi linéaire (Figure 61) comme suit :

$$T_{abs} = 2.07 \times T_{col} - 15.052 \quad (R^2 = 0.934) \quad (III. 10)$$

La température moyenne de l'air suit également la température moyenne de l'absorbeur ; elle augmente à mesure que la température moyenne de l'absorbeur augmente (Figure 62 a), avec une différence de température allant de 0,33 °C à 7,9 °C.

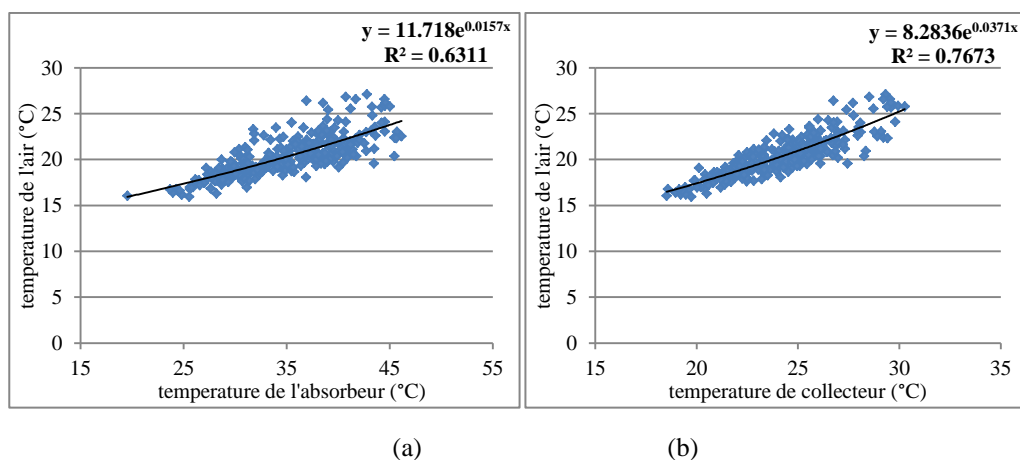


Figure 62 : Variation de la température moyenne de l'air[28]. en fonction de la température moyenne de l'absorbeur (a) et de la température moyenne du collecteur (b)

La température moyenne de l'air suit une évolution exponentielle en fonction de la température moyenne de l'absorbeur, exprimée comme suit :

$$T_{air} = 11.718 \times e^{(0,0157 \times T_{abs})} (R^2 = 0.6311) \quad (III. 11)$$

De plus, à mesure que la température moyenne du collecteur augmente, la température moyenne de l'air augmente également (Figure 62 b), suivant une évolution exponentielle exprimée comme suit :

$$T_{air} = 8.2336 \times e^{(0,0371 \times T_{col})} (R^2 = 0.7673) \quad (III. 12)$$

Selon **Hanna et al**[61], la quantité de chaleur que l'absorbeur capte du rayonnement solaire a un impact sur la température moyenne de l'air. Nos résultats montrent que la température moyenne de l'air est également influencée par les températures moyennes de l'absorbeur et du collecteur.

Cependant, selon le bilan énergétique de l'air dans le collecteur et l'analyse théorique **d'Ali et al**[22],

L'équation qui caractérise la variation de la température de 20H30 l'air est donnée par :

$$\frac{dT_{air}(r)}{dr} = 2\pi k_2 (T_{col}(r) - T_{air}(r)) - 2\pi k_3 (T_{air}(r) - T_{abs}(r)) \quad (III. 13)$$

$T_{col}(r)$; $T_{air}(r)$ et $T_{abs}(r)$ sont les températures du collecteur, de l'air et de l'absorbeur au rayon radiant r , respectivement.

Les variables K_2 et K_3 sont définies par :

$$k_2 = \frac{h_{col-air}}{C_p \dot{m}} \quad (III. 22) \quad k_3 = \frac{h_{air-abs}}{C_p \dot{m}} \quad (III. 14)$$

Où \dot{m} et C_p représentent respectivement le débit massique de l'air et la capacité thermique spécifique de l'air. $h_{col-air}$ et $h_{air-abs}$ sont les coefficients de transfert de chaleur convectifs pour les systèmes collecteur-air et air-absorbeur, respectivement.

Il est évident que les deux températures (celles de l'absorbeur et du collecteur) déterminent la température de l'air. C'est pourquoi il est nécessaire d'augmenter la température de l'absorbeur pour accélérer le flux d'air. De plus, il est important de sélectionner un matériau ayant une bonne conductivité thermique et une grande capacité thermique afin de garantir que la chaleur reçue pendant la journée soit récupérée durant la nuit, ce qui augmente l'efficacité de la cheminée solaire.

Un modèle mathématique a été développé pour décrire l'évolution de la température moyenne de l'air en fonction des températures moyennes de l'absorbeur et du collecteur, en utilisant le logiciel Matlab. L'équation (III.15) présente le modèle développé ; elle présente

un coefficient de détermination (R^2) de l'ordre de 0,84, ce qui justifie la validité du modèle proposé pour décrire la température moyenne de l'air en fonction de celles de l'absorbeur et du collecteur.

$$T_{air} = 8.1 + 1.522 \times e^{(0.09382 \times T_{col})} - 0.02893 \times e^{(0.1244 \times T_{abs})} \quad (R^2 = 0.8381) \quad (III. 15)$$

La température moyenne du collecteur a un impact sur la température moyenne de la cheminée (Figure 63 a).

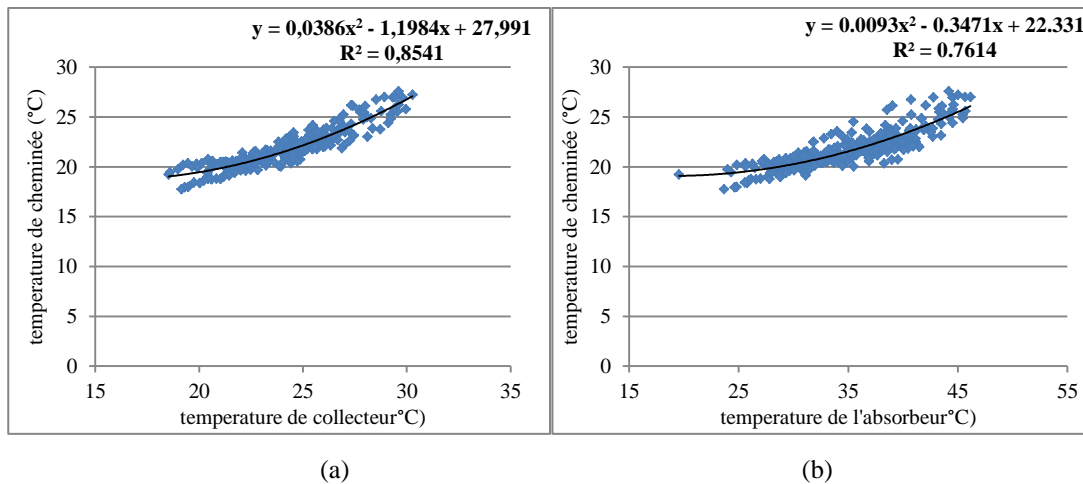


Figure 63 : Variation de la température moyenne de la cheminée[28]

en fonction de la température moyenne du collecteur (a) et de la température moyenne de l'absorbeur (b). Elle suit une loi polynomiale de la forme suivante, augmentant en parallèle avec l'augmentation de la température moyenne du collecteur, comme indiqué dans l'équation (III.16).

$$T_{ch} = 0.0386 \times T_{col}^2 - 1.198 \times T_{col} + 27.991 \quad (R^2 = 0.8541) \quad (III. 16)$$

De plus, la température moyenne de l'absorbeur a un impact sur la température moyenne de la cheminée (Figure 63 b). Elle suit également une loi polynomiale de la forme suivante, augmentant en parallèle avec l'augmentation de la température moyenne de l'absorbeur, comme suit :

$$T_{ch} = 0.0093 \times T_{abs}^2 - 0.3471 \times T_{abs} + 22.331 \quad (R^2 = 0.7614) \quad (III. 17)$$

Ainsi, la température moyenne de la cheminée est affectée par les températures moyennes du collecteur et de l'absorbeur. Sur la base de ces deux relations (équations (III.16) et (III.17)), de manière similaire à l'équation (III.18), un modèle mathématique a été élaboré pour décrire comment la température moyenne de l'air dans la tour varie en fonction des températures moyennes de l'absorbeur et du collecteur. Ce modèle est décrit par la formule suivante :

$$T_{ch} = 22.09 - 0.8424 \times T_{col} + 0.007373 \times T_{col}^2 + 0.06035 \times T_{abs} - 0.01435 \times T_{abs}^2 + 0.03672 \times T_{col} \times T_{abs} (R^2 = 0.868) \quad (III. 18)$$

Ce modèle présente un coefficient de détermination (R^2) de l'ordre de 0.868, ce qui indique que ce modèle reflète bien l'évolution de la température moyenne de l'air de la tour en fonction des températures du collecteur et de l'absorbeur

III.2.3 : Modélisation mathématique des températures de l'absorbeur et du collecteur en fonction des radiations solaire, de la température ambiante et de la position

III.2.3.1 : Évolution de la température du collecteur et de l'absorbeur en fonction du rayon

La température au niveau du collecteur T_{col} et celle au niveau de l'absorbeur T_{abs} sont influencées par leurs rayons respectifs ainsi que par des facteurs temporels, incluant le rayonnement solaire et la température ambiante. Ces températures diminuent proportionnellement à l'augmentation du rayon du collecteur ou de l'absorbeur. Par exemple, à 13h10, avec une radiation solaire de 941,82 W/m², et la température ambiante de l'ordre de 30,44 °C et une vitesse de vent de 2,23 m/s, la température du collecteur diminue à mesure que son rayon R augmente, comme illustré sur la Figure 64 (a). La T_{col} était de 46,93 °C au point 4 (D = 18,75 cm), tandis qu'elle était de 44,39 °C au point 2 (D = 38,75 cm). Une augmentation de 20 cm du rayon entraîne une diminution de 2,45 °C, soit une baisse relative de 5,41 %.

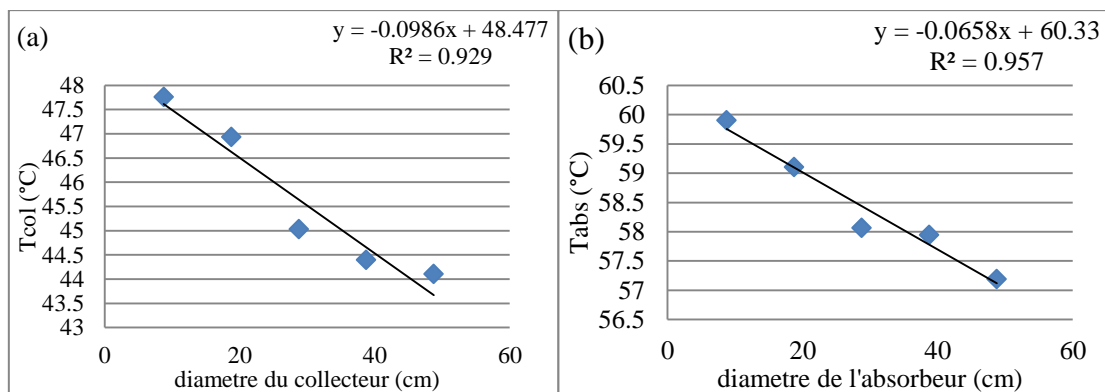


Figure 64 : Évolution de la température le long du rayon du collecteur (a) et de l'absorbeur (b).

Cette décroissance linéaire de la température en fonction de la mesure de rayon du collecteur est caractérisée par un coefficient de détermination de 0,929 et peut être exprimée mathématiquement comme suit :

$$T_{col}(R) = -0,0986 \times R + 48,477 \quad (III. 19)$$

Où :

$T_{col}(R)$: Température du collecteur en fonction du rayon R .

R : Rayon du collecteur, $10 \text{ cm} \leq R \leq 50 \text{ cm}$.

De manière similaire, la température de l'absorbeur T_{abs} diminue progressivement avec l'augmentation de son rayon R , comme illustré sur la Figure 64(b). Par exemple, la température mesurée au point 4 ($D = 18,75 \text{ cm}$) était de $59,1 \text{ }^\circ\text{C}$, tandis qu'elle était de $57,1 \text{ }^\circ\text{C}$ au point 2 ($D = 38,75 \text{ cm}$). Une augmentation de 20 cm du rayon a entraîné une baisse de $2 \text{ }^\circ\text{C}$, ce qui correspond à une diminution de $1,96 \%$. Cette décroissance de température le long du rayon de l'absorbeur suit également un modèle linéaire ($R^2 = 0,957$), défini par la formule suivante :

$$T_{abs}(R) = -0,0658 \times R + 60,33 \quad (III.20)$$

Où :

$T_{abs}(R)$: Température de l'absorbeur correspondant au rayon R .

R : Rayon de l'absorbeur, $10 \text{ cm} \leq R \leq 50 \text{ cm}$.

Sur l'absorbeur, on note des températures plus hautes que sur le collecteur, dues à la quantité de chaleur captée par l'absorbeur liée au rayonnement solaire. Ainsi, la baisse de température selon le rayon R sur l'absorbeur ($-0,0929 \text{ }^\circ\text{C/cm}$) est plus prononcée que celle observée sur le collecteur ($-0,0658 \text{ }^\circ\text{C/cm}$). ce qui indique que la température sur l'absorbeur augmente d'avantage que sur le collecteur en fonction de la direction du flux d'air. Il convient de noter que l'absorbeur et le collecteur contribuent tous deux à l'élévation de la température de l'air, ce qui signifie que la température de l'air augmente également lorsque le diamètre R du collecteur ou de l'absorbeur diminue, ce qui est conforme aux résultats rapportés dans la littérature existante[66],[67].

III.2.3.2. Effet des conditions de fonctionnement sur la température du collecteur pour chaque rayon

L'évolution de la température du collecteur aux différents points (1, 2, 3, 4 et 5) en fonction du rayonnement solaire (G) et de la température ambiante (T_{amb}) est illustrée dans la Figure 65(a et b). On observe que l'augmentation du rayonnement solaire et de la température ambiante entraîne une hausse de la température du collecteur à chaque point. Les effets de G et de T_{amb} peuvent être modélisés à l'aide de fonctions polynomiales, comme le résume le Tableau 6 . Ces modèles présentent des coefficients de détermination (R^2) compris entre $0,955$ et $0,971$ pour G et entre $0,944$ et $0,971$ pour T_{amb} .

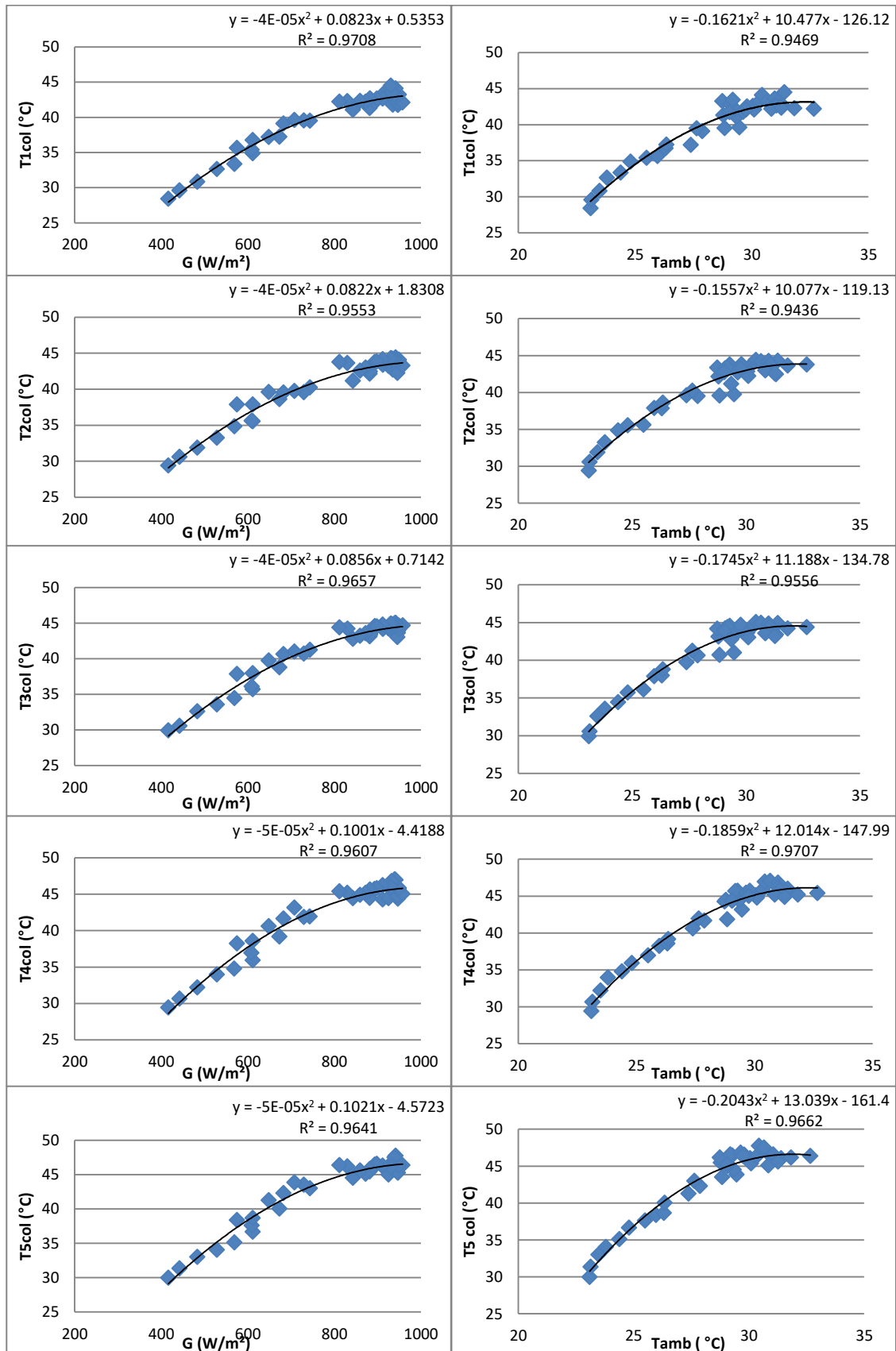


Figure 65 : Évolution de la température des points 1, 2, 3, 4 et 5 du collecteur en fonction du rayonnement solaire (G) (a) et de la température ambiante (T_{amb}) (b).

Étant donné que la température du collecteur à chaque point (T_{1col} , T_{2col} , T_{3col} , T_{4col} et T_{5col}) est une fonction polynomiale du second ordre du rayonnement solaire et de la température ambiante, un modèle mathématique du même type a été développé à l'aide du logiciel Matlab pour décrire la température du collecteur en fonction simultanée des deux paramètres (G et T_{amb}). Ces modèles sont regroupés dans le Tableau 7. Les coefficients varient d'un point à l'autre, avec des coefficients de détermination très élevés (R^2) allant de 0,973 (point 2) à 0,989 (point 4), ce qui valide l'utilisation de ce type de modèle mathématique à deux variables pour représenter la température du collecteur aux différents points.

Tableau 6 : Modèles mathématiques de la température du collecteur (T_{col}) à chaque point en fonction du rayonnement solaire (G) et de la température ambiante (T_{amb}).

point	Effet du rayonnement solaire G	Effet de la température ambiante T_{amb}
Point 1	$T_{1col} = -4 \times 10^{-5} \times G^2 + 0,0823 \times G + 0,5353$ ($R^2=0,971$) (III.21)	$T_{1col} = -0,1621 \times T_{amb}^2 + 10,477 \times T_{amb} - 126,12$ ($R^2=0,947$) (III.26)
Point 2	$T_{2col} = -4 \times 10^{-5} \times G^2 + 0,0822 \times G + 1,8308$ ($R^2=0,955$) (III.22)	$T_{2col} = -0,1557 \times T_{amb}^2 + 10,077 \times T_{amb} - 119,13$ ($R^2=0,944$) (III.27)
Point 3	$T_{3col} = -4 \times 10^{-5} \times G^2 + 0,0856 \times G + 0,7142$ ($R^2=0,956$) (III.23)	$T_{3col} = -0,1745 \times T_{amb}^2 + 11,188 \times T_{amb} - 134,78$ (III.28)
Point 4	$T_{4col} = -4 \times 10^{-5} \times G^2 + 0,1001 \times G - 4,4188$ ($R^2=0,961$) (III.24)	$T_{4col} = -0,1859 \times T_{amb}^2 + 12,014 \times T_{amb} - 147,99$ ($R^2=0,971$)
Point 5	$T_{5col} = -4 \times 10^{-5} \times G^2 + 0,1021 \times G - 4,5723$ ($R^2=0,964$) (III.25)	$T_{5col} = -0,2043 \times T_{amb}^2 + 13,039 \times T_{amb} - 161,4$ ($R^2=0,966$) (III.29)

Tableau 7 : Modèles mathématiques de la température du collecteur (T_{col}) à chaque point en fonction simultanée du rayonnement solaire (G) et de la température ambiante (T_{amb}).

point	Effets simultanés du rayonnement solaire (G) et de la température ambiante (T_{amb})
Point 1	$T_{1col} = -0,0434 \times T_{amb}^2 - 1,885 \times 10^{-5} \times G^2 + 3,003 \times T_{amb} + 0,04328 \times G - 32,21$ ($R^2=0,9841$) (III.30)
Point 2	$T_{1col} = -0,0434 \times T_{amb}^2 - 1,885 \times 10^{-5} \times G^2 + 3,003 \times T_{amb} + 0,04328 \times G - 32,21$ ($R^2=0,9726$) (III.31)
Point 3	$T_{1col} = -0,0434 \times T_{amb}^2 - 1,885 \times 10^{-5} \times G^2 + 3,003 \times T_{amb} + 0,04328 \times G - 32,21$ ($R^2=0,9838$) (III.32)
Point 4	$T_{1col} = -0,0434 \times T_{amb}^2 - 1,885 \times 10^{-5} \times G^2 + 3,003 \times T_{amb} + 0,04328 \times G - 32,21$ ($R^2=0,9887$) (III.33)
Point 5	$T_{1col} = -0,0434 \times T_{amb}^2 - 1,885 \times 10^{-5} \times G^2 + 3,003 \times T_{amb} + 0,04328 \times G - 32,21$ ($R^2=0,9858$) (III.34)

III.2.3.3 : Effet des conditions de fonctionnement sur la température de l'absorbeur pour chaque rayon.

La figure 79 (a et b), montre l'évolution de la température de l'absorbeur (T_{abs}) en fonction du rayonnement solaire et de la température ambiante pour les différents points (1, 2, 3, 4 et 5). De même, on observe que l'augmentation du rayonnement solaire et de la température ambiante entraîne une élévation de la température de l'absorbeur aux différents points, selon un modèle polynomial d'ordre 2. Le tableau 8 regroupe ces modèles mathématiques qui décrivent l'évolution de la température de l'absorbeur à chaque point en fonction du rayonnement solaire et de la température ambiante.

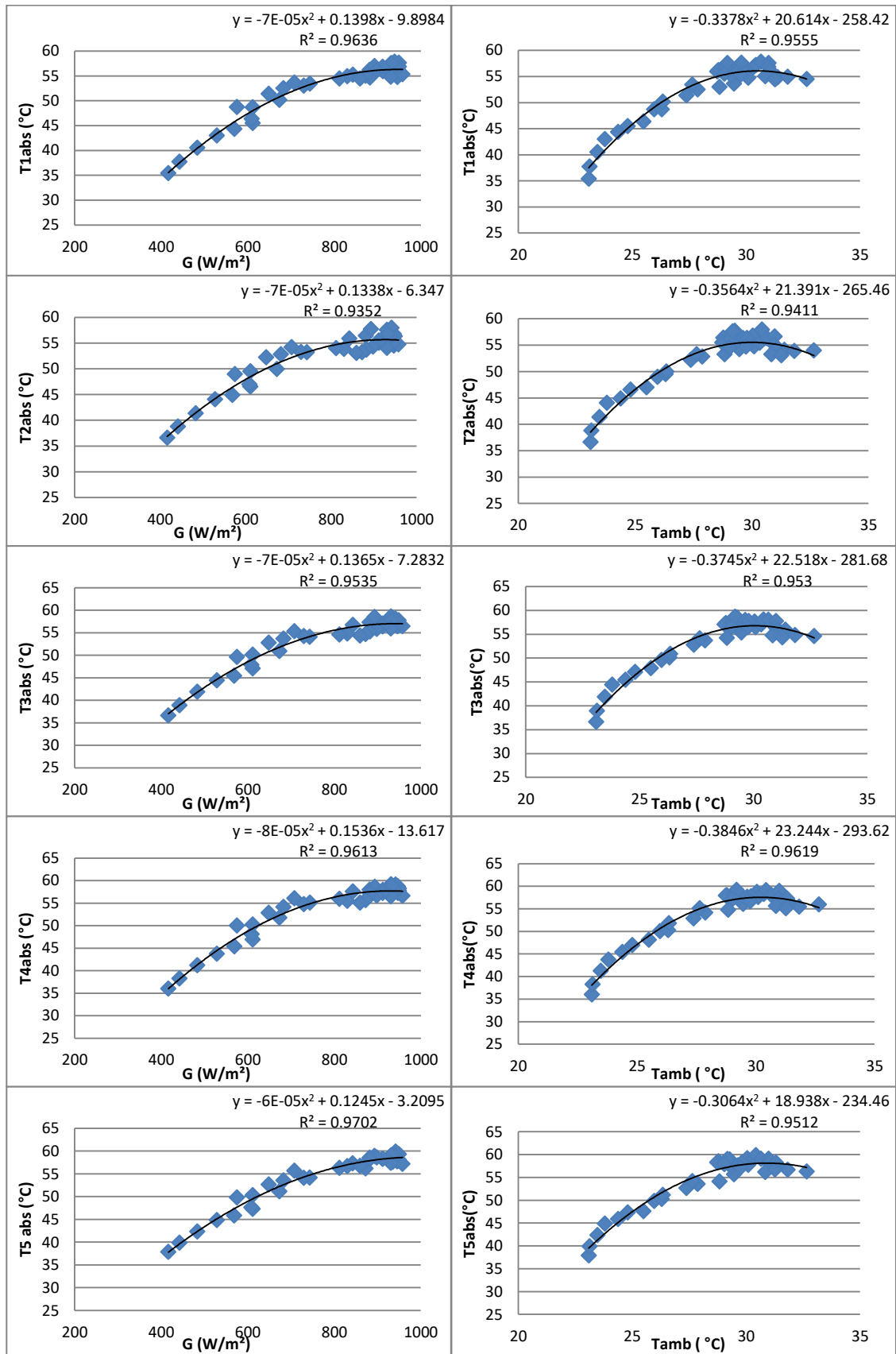


Figure 66 : Évolution de la température des points de l'absorbeur 1, 2, 3, 4 et 5 en fonction du rayonnement solaire (G) (a) et de la température ambiante (T_{amb}) (b).

Tableau 8 : Les modèles mathématiques de Tabs à chaque point en fonction de G et de Tamb.

Point	Effet du rayonnement solaire	Effet de la température ambiante
Point 1	$T_{1abs} = -7 \times 10^{-5} \times G^2 + 0,1398 \times G - 9,8984$ ($R^2=0,964$) (III.35)	$T_{1abs} = -0,3378 \times Tamb^2 + 0,614 \times Tamb - 258,42$ ($R^2=0,956$) (III.40)
Point 2	$T_{2abs} = -7 \times 10^{-5} \times G^2 + 0,1338 \times G - 6,347$ ($R^2=0,935$) (III.36)	$T_{2abs} = -0,3564 \times Tamb^2 + 21,391 \times Tamb - 265,46$ ($R^2=0,941$) (III.41)
Point 3	$T_{3abs} = -7 \times 10^{-5} \times G^2 + 0,1365 \times G - 7,2832$ ($R^2=0,954$) (III.37)	$T_{3abs} = -0,3745 \times Tamb^2 + 22,518 \times Tamb - 281,64$ ($R^2=0,953$) (III.42)
Point 4	$T_{4abs} = -8 \times 10^{-5} \times G^2 + 0,1536 \times G - 13,617$ ($R^2=0,962$) (III.38)	$T_{4abs} = -0,3846 \times Tamb^2 + 23,244 \times Tamb - 293,62$ ($R^2=0,962$) (III.43)
Point 5	$T_{5abs} = -6 \times 10^{-5} \times G^2 + 0,1245 \times G - 3,2095$ ($R^2=0,970$) (III.39)	$T_{5abs} = -0,3064 \times Tamb^2 + 18,938 \times Tamb - 234,46$ ($R^2=0,951$) (III.44)

Tableau 9 : Les modèles mathématiques de Tabs à chaque point en fonction simultanée de G et de Tamb

Point	Effets de G et de Tamb pris en même temps
Point 1	$T_{2abs} = -0,2298 \times Tamb^2 - 2,509 \times 10^{-5} \times G^2 + 13,48 \times Tamb + 0,05227 \times G - 168,5$ ($R^2=0,9619$) (III.45)
Point 2	$T_{3abs} = -0,2368 \times Tamb^2 - 2,436 \times 10^{-5} \times G^2 + 13,86 \times Tamb - 0,05334 \times G - 174,1$ ($R^2=0,9788$) (III.46)
Point 3	$T_{4abs} = -0,221 \times Tamb^2 - 3,35 \times 10^{-5} \times G^2 + 13,19 \times Tamb - 0,06662 \times G - 171,1$ ($R^2=0,9835$) (III.47)
Point 4	$T_{5abs} = -0,1704 \times Tamb^2 - 1,849 \times 10^{-5} \times G^2 + 10,29 \times Tamb + 0,04544 \times G - 123,5$ ($R^2=0,9761$) (III.48)
Point 5	$T_{1abs} = -0,1928 \times Tamb^2 - 2,829 \times 10^{-5} \times G^2 + 11,54 \times Tamb + 0,05933 \times G - 147$ ($R^2=0,9787$) (III.49)

III.2.3.4. Modélisation de la température du capteur et de l'absorbeur en fonction de G, Tamb et R

Afin d'obtenir un modèle global de l'évolution de la température du capteur aux différents points (1, 2, 3, 4 et 5) en fonction du rayonnement solaire et de la température ambiante, un modèle mathématique global a été développé. Ce modèle décrit la température du capteur en fonction de ces trois paramètres (position, rayonnement solaire et température ambiante). Il est basé sur la variation des coefficients des équations (III.45 ; III.46 ; III.47 ; III.48 et III.49) en fonction de la position du point (le rayon), à l'aide du logiciel Matlab. Le modèle est décrit sous la forme suivante :

$$T_{col}(G, Tamb, R) = a_0 + a_1 \times G^2 + a_2 \times Tamb^2 + a_3 \times G + a_4 \times Tamb \quad (III.50)$$

Les coefficients $a_0; a_1; a_2; a_3; a_4$: sont des variables dépendant du rayon du capteur ; ils suivent un modèle polynomial d'ordre 4 de la forme :

$$a_0 = 7,421 \times 10^{-5} \times R^4 - 0,01204 \times R^3 + 0,6531 \times R^2 - 12,22 \times R - 12,42 \quad (R^2 = 1) \quad (III.51)$$

$$a_1 = -1,85 \times 10^{-12} \times R^4 + 9,57 \times 10^{-10} \times R^3 - 8,541 \times 10^{-8} \times R^2 + 2,2996 \times 10^{-6} \times R - 2,85 \times 10^{-5} \quad (R^2 = 1) \quad (III.52)$$

$$a_2 = 2,933 \times 10^{-8} \times R^4 - 4,51 \times 10^{-6} \times R^3 - 2,527 \times 10^{-4} \times R^2 - 5,429 \times 10^{-3} \times R - 0,06414 \quad (R^2 = 1) \quad (III.53)$$

$$a_3 = 3,033 \times 10^{-8} \times R^4 - 7,583 \times 10^{-6} \times R^3 + 5,206 \times 10^{-4} \times R^2 - 0,01104 \times R - 0,03503 \quad (R^2 = 1) \quad (III.54)$$

$$a_4 = -4,275 \times 10^{-6} \times R^4 + 7,454 \times 10^{-4} \times R^3 - 0,04284 \times R^2 + 0,8385 \times R + 1,916 \quad (R^2 = 1) \quad (III.55)$$

La même approche a été adoptée pour la détermination des températures de l'absorbeur aux différents points (1, 2, 3, 4 et 5). Dans ce cas, le modèle est basé sur la variation des

coefficients des équations (III.51 ; III.52 ; III.53 ; III.54 et III.55) en fonction du rayon de l'absorbeur (R). Ce modèle conduit à l'équation suivante :

$$\mathbf{T}_{\text{abs}}(\mathbf{G}, \mathbf{T}_{\text{amb}}, \mathbf{R}) = \mathbf{b}_0 + \mathbf{b}_1 \times \mathbf{G}^2 + \mathbf{b}_2 \times \mathbf{T}_{\text{amb}}^2 + \mathbf{b}_3 \times \mathbf{G} + \mathbf{b}_4 \times \mathbf{T}_{\text{amb}} \quad (\text{III.56})$$

Où les coefficients (b_0 , b_1 , b_2 , b_3 and b_4) sont des variables dépendant du rayon de l'absorbeur selon un modèle polynomial d'ordre 4, comme suit :

$$\mathbf{b}_0 = 1,904 \times 10^{-4} \times \mathbf{R}^4 - 0,02439 \times \mathbf{R}^3 + 1,18 \times \mathbf{R}^2 - 25,07 \times \mathbf{R} + 20,76 \quad (\mathbf{R}^2 = 1) \quad (\text{III.57})$$

$$\mathbf{b}_1 = 1,716 \times 10^{-10} \times \mathbf{R}^4 - 2,195 \times 10^{-8} \times \mathbf{R}^3 + 9,762 \times 10^{-7} \times \mathbf{R}^2 - 1,737 \times 10^{-5} \times \mathbf{R} + 7,243 \times 10^{-5} \quad (\mathbf{R}^2 = 1) \quad (\text{III.58})$$

$$\mathbf{b}_2 = -2,13 \times 10^{-7} \times \mathbf{R}^4 + 2,803 \times 10^{-5} \times \mathbf{R}^3 + 1,279 \times 10^{-4} \times \mathbf{R}^2 + 2,319 \times 10^{-3} \times \mathbf{R} - 0,07717 \quad (\mathbf{R}^2 = 1) \quad (\text{III.59})$$

$$\mathbf{b}_3 = 8,5 \times 10^{-8} \times \mathbf{R}^4 - 1,017 \times 10^{-5} \times \mathbf{R}^3 + 5,595 \times 10^{-4} \times \mathbf{R}^2 - 0,01542 \times \mathbf{R} - 0,07197 \quad (\mathbf{R}^2 = 1) \quad (\text{III.59})$$

$$\mathbf{b}_4 = -7,042 \times 10^{-6} \times \mathbf{R}^4 + 8,656 \times 10^{-4} \times \mathbf{R}^3 - 0,04428 \times \mathbf{R}^2 + 1,078 \times \mathbf{R} + 3,709 \quad (\mathbf{R}^2 = 1) \quad (\text{III.60})$$

La validation et l'analyse du modèle global de la température du capteur (ou de l'absorbeur) ont été réalisées à l'aide de trois indicateurs statistiques (le coefficient de détermination R^2 , l'erreur quadratique moyenne (RMSE) et l'erreur quadratique moyenne normalisée (NRMSE). Les expressions mathématiques de ces indicateurs sont données par les équations suivantes :

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (T_{i,\text{exp}} - T_{i,\text{mod}})}{\sum_{i=1}^n (T_{i,\text{exp}} - \overline{T_{i,\text{mod}}})} \quad (\text{III.61})$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n (T_{i,\text{exp}} - T_{i,\text{mod}})^2 \right)} \quad (\text{III.62})$$

$$NRMSE = \frac{\sum_i (T_{i,\text{exp}} - T_{i,\text{mod}})^2}{\sum_i T_{i,\text{exp}}^2} \quad (\text{III.63})$$

Où :

- \mathbf{n} : Le nombre de valeurs durant l'expérience,
- $\mathbf{T}_{i,\text{exp}}$: La température expérimentale du point \mathbf{i} dans le capteur (ou dans l'absorbeur),
- $\mathbf{T}_{i,\text{mod}}$: La température calculée par le modèle global du point \mathbf{i} dans le capteur (ou dans l'absorbeur),
- $(\mathbf{T}_{i,\text{mod}})^{\overline{}}$: La température moyenne du modèle dans le capteur (ou dans l'absorbeur).

L'évaluation statistique des températures modélisées (T_{col} ou T_{Abs}) est réalisée pour évaluer la performance du modèle global. Le tableau 10 regroupe les indicateurs statistiques du capteur et de l'absorbeur aux différents points. Il est évident d'après la figure 67 que le modèle global de la température du capteur correspond bien aux valeurs expérimentales.

Le modèle développé décrit bien la température du capteur à chaque point, ce qui est validé par les valeurs élevées du coefficient de détermination (R^2) qui varient entre 0,973 (point 2) et 0,989 (point 4), les faibles valeurs du **RMSE** qui varient entre 0,510 (point 4) et 0,9823 (point 5), et les faibles valeurs du **NRMSE** qui varient entre 0,0143 % (point 4) et 0,0515 % (point 5).

Tableau 10 : Les indices statistiques des modèles globaux de Tcol et Tabs à chaque point.

Point	R^2	RMSE	NRMSE	Point	R^2	RMSE	NRMSE
T _{1col}	0,9840	0,6810	0,0289	T _{1abs}	0,9786	1,189	0,050
T _{2col}	0,9726	0,6944	0,0289	T _{2abs}	0,9619	1,074	0,041
T _{3col}	0,9838	0,5473	0,0174	T _{3abs}	0,9788	0,849	0,0249
T _{4col}	0,9887	0,5097	0,0143	T _{4abs}	0,9834	0,7678	0,0192
T _{5col}	0,9838	0,9823	0,0515	T _{5abs}	0,9761	0,8664	0,0253

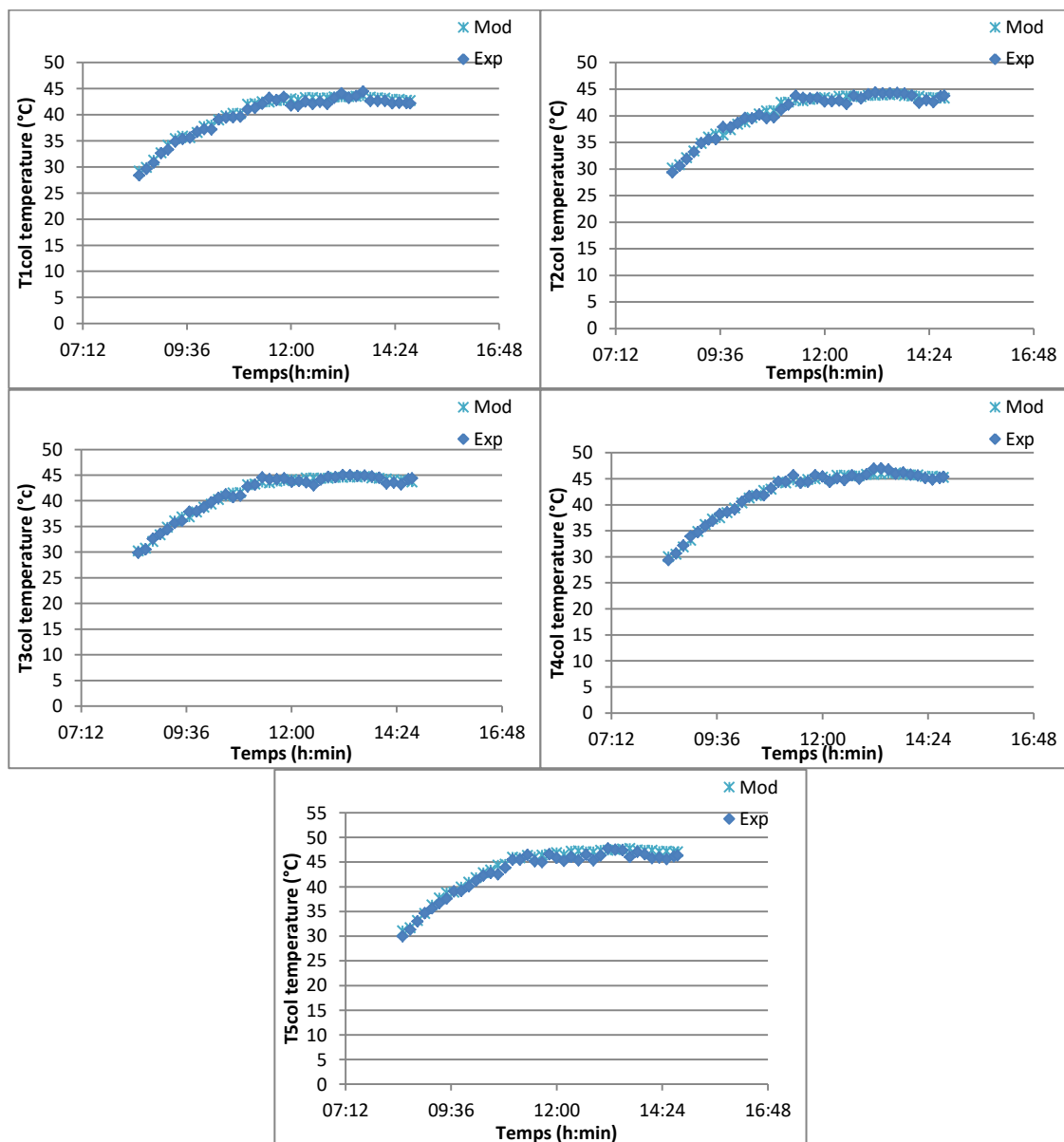


Figure 67 : Comparaison des valeurs de température du capteur (expérimentales et modélisées) aux différents points (1, 2, 3, 4 et 5).

De même, la validation du modèle général de la température de l'absorbeur a été effectuée en comparant les valeurs des températures de l'absorbeur calculées aux différents points avec ce modèle généralisé et les valeurs mesurées expérimentalement comme illustré dans la figure 68. Le modèle développé décrit bien la température de l'absorbeur à chaque point, ce qui est validé par la valeur élevée du coefficient de détermination (R^2) qui varie entre 0,962 (point 2) et 0,983 (point 4), la faible valeur du **RMSE**, qui varie entre 0,7678 (point 4) et 1,189 (point 1), et les faibles valeurs du **NRMSE** qui varient entre 0,019 % (point 4) et 0,05 % (point 1).

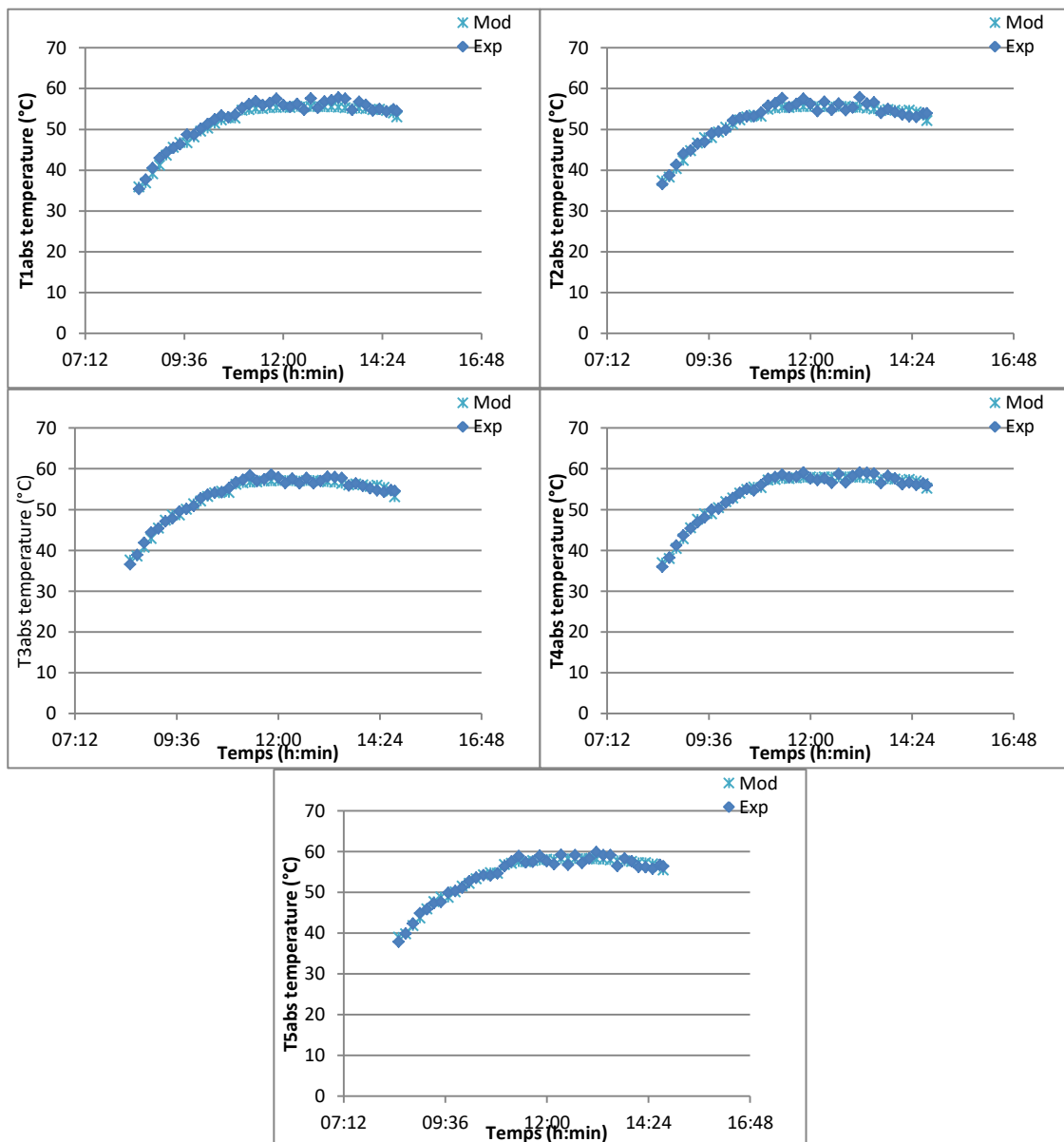


Figure 68 : Comparaison des valeurs de température de l'absorbeur (expérimentales et modélisées) aux différents points (1, 2, 3, 4 et 5).

III.3 : Résultats Numériques

III.3.1 : Introduction

Dans ce chapitre, nous exposons les résultats des simulations numériques réalisées à l'aide du logiciel Ansys. Ces simulations permettent de résoudre des équations différentielles aux dérivées partielles non linéaires, accompagnées de leurs conditions aux limites, qui ne peuvent être résolues analytiquement. De plus, nous analysons l'influence des variations du rayon du collecteur et de celui de la cheminée sur le comportement du fluide à l'intérieur de la cheminée.

III.3.2 : Description du problème

La cheminée solaire étudiée est représentée sur la figure 69 et comme le problème est axisymétrique, notre étude a été effectuée sur une portion de 25 degré du prototype avec deux plans de symétrie (XZ et YZ)

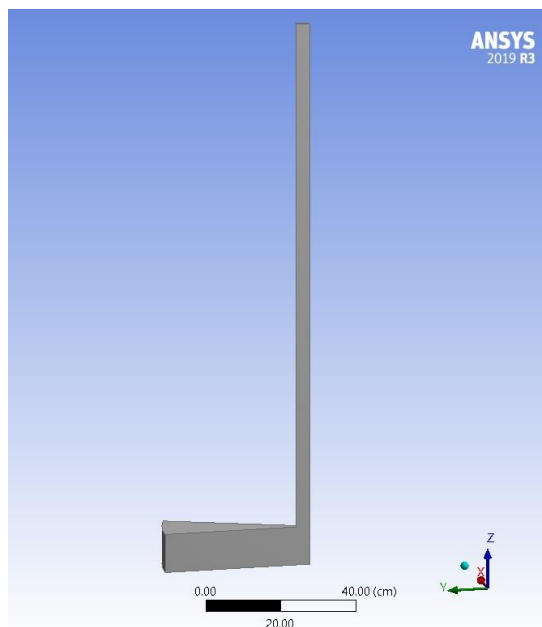


Figure 69 : portions de 25° du prototype

III.3.3 : Conditions aux limites

Chaque problème est défini par des conditions aux limites spécifiques. Le tableau 11 présente le domaine de calcul ainsi que les conditions imposées. À la sortie de la tour-cheminée, l'écoulement est supposé en régime établi. Le dispositif est considéré comme axisymétrique. Les parois étant imperméables, la condition de non-glissement est appliquée. Ces conditions s'appliquent au collecteur, aux parois de la tour ainsi qu'à l'absorbeur.

Les conditions aux limites utilisées sont décrites à partir des données météorologiques liées à la localisation de la zone de Biskra, où sont prises en compte l'irradiation solaire et la température ambiante. Dans la littérature, il a été observé que les conditions aux limites

variaient d'un auteur à un autre. La plupart des auteurs ont noté qu'en utilisant un flux thermique constant sur le collecteur surestimerait la température à sa proximité. Néanmoins, les auteurs pensent que l'application d'un flux de chaleur constant comme limite la condition est plus réaliste que l'utilisation d'une température constante du sol. Cependant, le flux thermique varie au fil de la journée. En fait, cela dépend du temps et des conditions météorologiques. ANSYS Fluent 19R3 donne à l'utilisateur la possibilité d'utiliser les ordonnées discrètes méthode (DO) pour simuler le transfert de chaleur par rayonnement pour l'ensemble du système de l'installation solaire. Utiliser le DO méthode, Fluent calcule la quantité d'énergie, qui est absorbé, réfléchi et transmis à travers un matériau.

Les conditions aux limites appliquées sont indiquées dans le tableau 11. Dans notre travail, nous avons supposé que le collecteur est un mur semi-transparent avec l'application de la méthode DO. En effet, l'absorbeur est supposé être une paroi convective et la paroi de la cheminée est supposée isolée et opaque. La température ambiante T_{amb} est égale à 301,71 K qui a été prise à 12h10 l'irradiation solaire dans ce temps est égale à 971,76 w/m^2 L'évolution de la densité de l'air est déterminée par l'approximation de Boussinesq, Un algorithme SIMPLE est utilisé pour résoudre l'interaction entre les valeurs de pression et de vitesse de l'air. Pour l'interpolation de pression, la méthode PRESTO est utilisée. La méthode upwind du deuxième ordre est considérée comme discrétisant les équations du modèle. Pour la position du soleil dans la province de Biskra, la direction du vecteur du faisceau solaire est calculée en saisissant les données de longitude 5° 44' degrés, de latitude 34°51' degrés et l'heure locale GMT+1 dans le calculateur solaire.

Tableau 11 : conditions aux limites

Condition (unité)	valeur
Irradiation solaire (W/m ²)	971.76
Pression ambient (Pa)	101325
Température ambiante (°K)	301.71
Accélération (m/s ²)	9.81
Densité d'air ambiante (kg/m ³)	1.2046
constant des gaz parfait (J/kg°K)	287
Viscosité de l'air (m ² /s)	1.7984x10e ⁻⁵
Conductivité de l'air (W/m°K)	0.0259
Capacité calorifique de l'air (J/kg°K)	1006.43

III.3.4 : Critères de convergence

La détermination de la convergence repose sur les valeurs des résidus issus des équations résolues. L'approche numérique pour résoudre les problèmes de type CFD requiert un processus itératif. Pour évaluer la convergence du processus itératif, il est nécessaire de considérer des critères de convergence. Par conséquent, le concept de résidu dans notre résolution détermine la convergence du processus itératif. Nous avons choisi 5000 itérations. Suite à la phase de discrétisation, l'algorithme SIMPLE est mis en œuvre pour résoudre l'association entre la pression et la vitesse dans les équations de continuité et de mouvement. Le modèle de radiation ROSSELAND est utilisé pour résoudre numériquement l'équation d'énergie.

On considère qu'une solution numérique a convergé lorsque les résidus de divers paramètres physiques atteignent 10^{-6} pour l'équation de continuité et 10^{-9} pour l'équation de l'énergie.

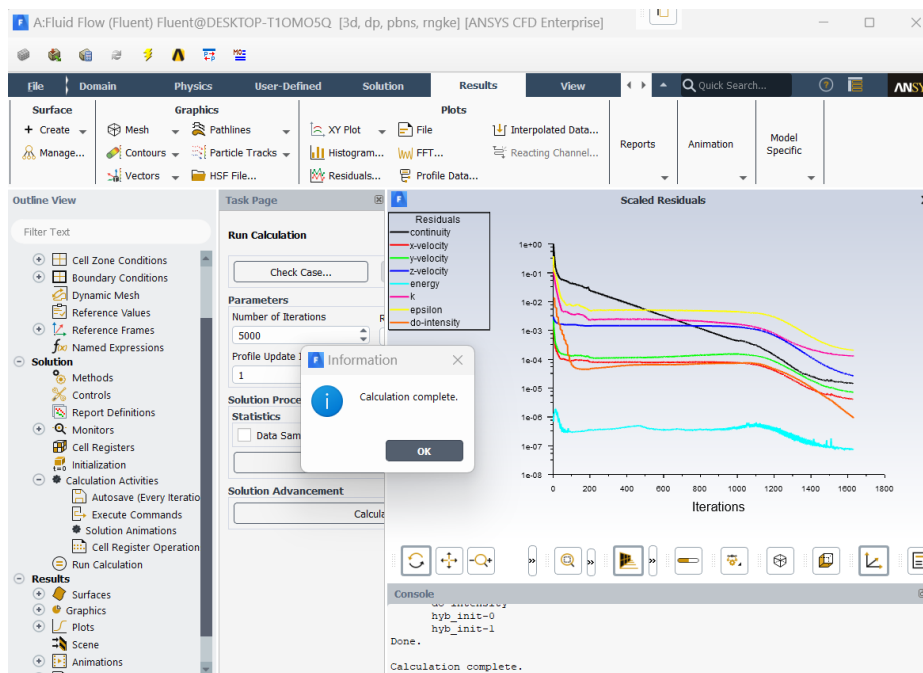


Figure 70 : convergence de calcul

III.3.5 : Validation du modèle

Pour vérifier le modèle, les résultats de simulation de notre modèle ont été comparés par rapport à notre expérimental[55]. Comme mentionné, le prototype est caractérisé par un diamètre de capteur égal à 79 cm, une hauteur de toit de capteur égale à 10.5 cm, une hauteur de cheminée égale à 139 cm et un diamètre de cheminée égal à 7.5cm. La figure 84 montre les profils expérimentaux et numériques de la température de collecteur le long du rayon du capteur. Ces comparaisons ont montré une bonne concordance. La validation de notre travail a été effectuée le 09 mai 2022 à 12:10. L'erreur entre les résultats

expérimentaux et numériques est d'environ 2.5% figure 71. Par conséquent, le modèle numérique est capable de prédire le comportement du flux d'air dans la cheminée solaire.

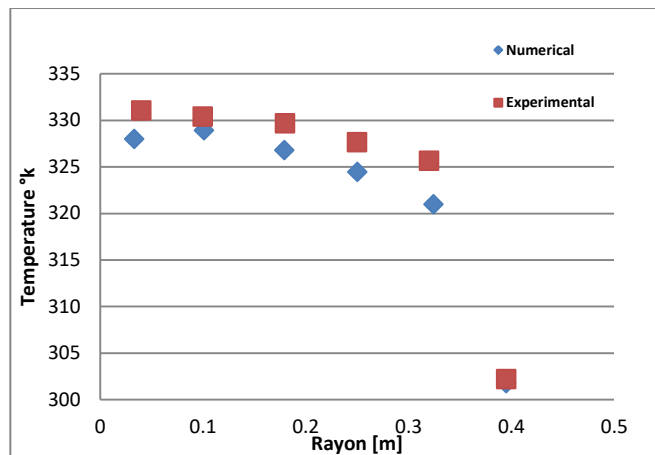


Figure 71 : évolution des profils de températures numériques et expérimentale sur le collecteur

III.3.6 : Evolution de profil de températures

La figure 72 montre la répartition de la température dans le l'absorbeur ; le collecteur et à l'intérieur de la cheminée solaire. D'après ces résultats, il apparaît clairement que la variation de diamètre de la cheminée a un effet très important sur la répartition de la température dans tout le volume de la SCPP. En fait, La valeur maximale de la température est située à proximité du point de centre de la cheminée solaire sur l'absorbeur. Ce fait s'explique par la dissipation de la chaleur de l'air lors de son avancement à travers le collecteur. Ce résultat est confirmé par la figure 73, qui montre les profils de la température de l'air le long du rayon de l'absorbeur. À partir de cette figure, il est clair que les profils de température au niveau du l'absorbeur augmentent avec la diminution du rayon de la cheminée.

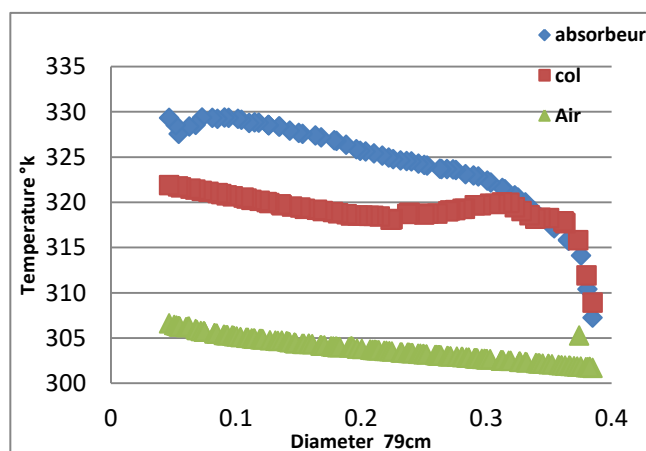


Figure 72 : Evolution de profils de températures

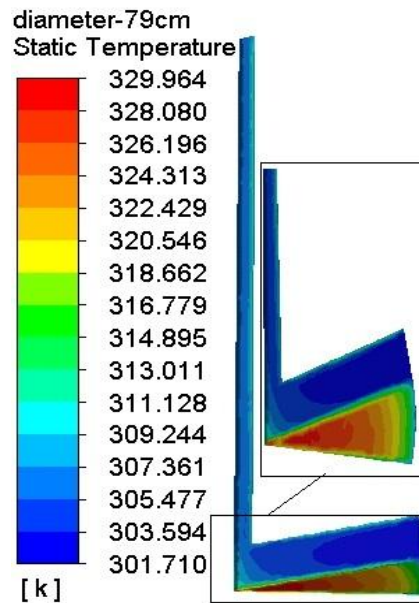


Figure 73 : Profil de température

III.3.7 : Evolution de profil de la pression statique

La figure 74 représente la répartition de la pression statique pour la cheminée solaire. D'après ces résultats, il apparaît clairement que la pression statique à l'entrée de collecteur prendre la valeur atmosphérique, tandis qu'elle est minimale à l'entrée de la cheminée près du mur où la vitesse est maximale. Par la suite, la pression statique s'intensifie et atteint la valeur de la pression atmosphérique à l'émergence de la cheminée. Autrement, c'est cette variation de pression qui est à l'origine du courant d'air à travers la cheminée. Le sommet de la pression statique atteint 101 327,945 Pa, tandis que le creux de cette pression correspond à une dépression évaluée à 101 231,34 Pa.

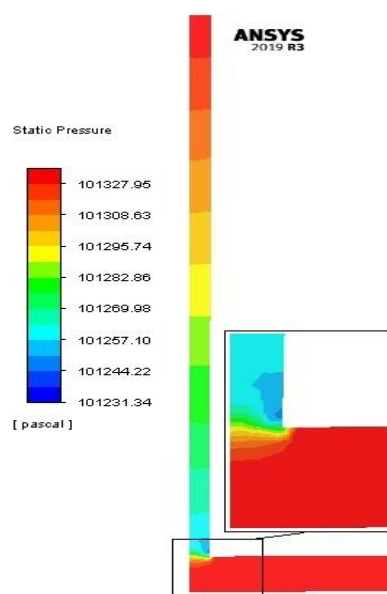


Figure 74 : profil de pression statique

III.3.8 : Evolution de Grandeur de vitesse

La figure 75 illustre la répartition de l'amplitude de la vitesse dans le plan de symétrie axiale (plan YZ) de la cheminée solaire. Ces résultats montrent sans ambiguïté que l'amplitude de la vitesse est réduite au niveau du collecteur et qu'elle s'accroît graduellement jusqu'à sa sortie. Effectivement, la zone d'accélération est localisée à la base de la cheminée, et l'élargissement du diamètre de celle-ci entraîne une hausse de la vitesse maximale qui atteint 2,27 m/s avec un diamètre de 79 cm pour la cheminée.

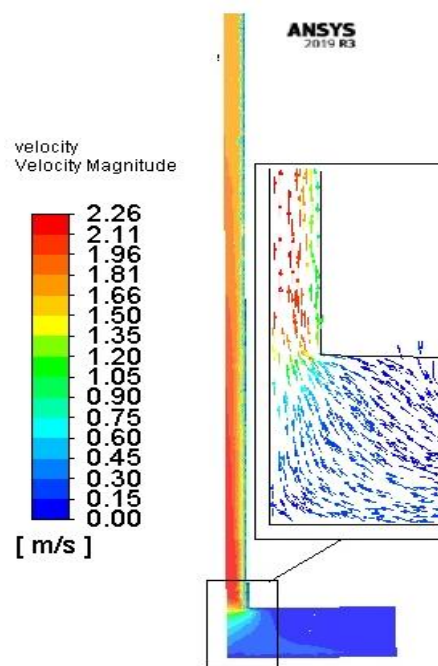


Figure 75 : Profil de la vitesse sur la cheminée solaire

III.3.9 : Énergie cinétique turbulente

La figure 76 présente la distribution de l'énergie cinétique turbulente dans le plan axisymétrique de la cheminée solaire considérée. D'après ces résultats, on observe que l'énergie cinétique turbulente reste faible dans le plan axisymétrique, à l'exception de l'entrée de la cheminée, et ce, pour tous les cas étudiés.

Cependant, une légère différence est relevée entre les distributions de l'énergie cinétique turbulente selon la hauteur de la cheminée. Cette variation est localisée principalement à l'entrée de la cheminée. La comparaison de ces résultats montre clairement que l'énergie cinétique turbulente augmente à l'entrée de la cheminée et diminue en approchant vers la sortie de la tour. la valeur maximale de l'énergie cinétique turbulente est respectivement de

$k = 0,2912 \text{ m}^2/\text{s}^2$ et sa valeur minimale est $k = 0,0025 \text{ m}^2/\text{s}^2$ enregistrée au voisinage de point de milieu du collecteur.

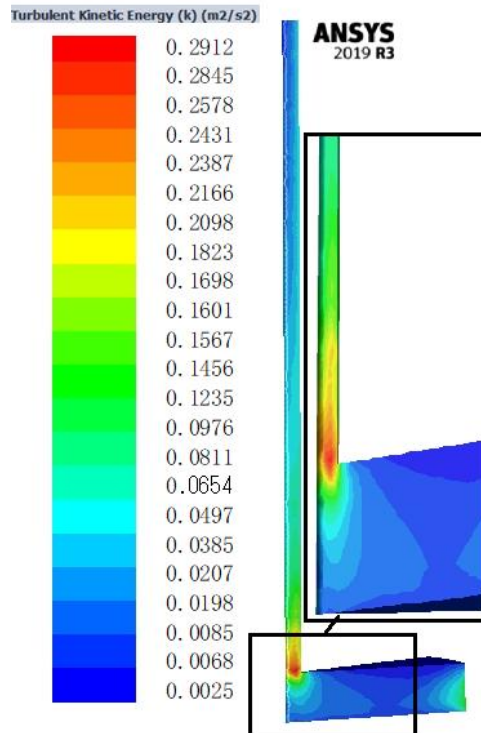


Figure 76 : distribution de l'énergie cinétique turbulente

Conclusion

L'ensemble des travaux expérimentaux menés dans cette étude ont permis de mieux comprendre les interactions thermiques au sein d'une cheminée solaire. Trois séries d'expériences ont été réalisées à l'aide d'un prototype, chacune visant à analyser des aspects spécifiques du comportement thermique du système. La première expérience a démontré l'impact direct du rayonnement solaire et de la température extérieure sur les températures moyennes du collecteur (T_{mcol}) et de l'absorbeur (T_{mab}). Une forte corrélation polynomiale ($R^2 \approx 0,98$) a été obtenue, ce qui a permis d'élaborer des modèles mathématiques robustes avec de faibles erreurs de prédiction ($RMSE < 0,7$ °C). Ces modèles confirment que l'élévation de la température du collecteur contribue à augmenter la température de l'air et, par conséquent, à améliorer l'efficacité de la cheminée solaire.

La deuxième phase expérimentale a exploré la variation spatiale des températures selon le rayon et la hauteur. Les résultats ont montré que la température est plus élevée vers le centre du collecteur et qu'elle diminue en montant dans la cheminée. Des modèles linéaires et exponentiels ont été développés pour relier ces grandeurs. On observe que les températures de l'absorbeur, du collecteur et de l'air évoluent simultanément, ce qui affecte favorablement la vitesse de l'air, le débit massique et donc la performance du système.

La troisième expérience a élargi l'analyse en intégrant le rayon comme paramètre supplémentaire. Elle a permis de prouver que les températures du collecteur et de l'absorbeur se réduisent de manière linéaire avec l'accroissement du rayon. Des modèles généralisés ont été créés pour anticiper les températures basées sur la température ambiante, l'ensoleillement et la localisation, avec une précision statistique notable.

Cette étude met en évidence les corrélations entre les températures moyennes du collecteur, de l'absorbeur et de la cheminée dans une centrale à cheminée solaire. La température de l'absorbeur croît avec celle du collecteur, selon une loi polynomiale ($R^2 = 0,9832$), et un modèle basé sur le rayonnement solaire (G) et la température ambiante (T_{amb})

$$T_{mabs} = -157 - 2.595 \times 10^{-5} \times (G)^2 + 0.0554 \times G - 0.2101 \times (T_{amb})^2 + 12.47 \times T_{amb} (R^2 = 0.979)$$

$$T_{mcol} = -60.84 + 1.412 \times 10^{-5} \times (G)^2 + 0.03216 \times G - 0.07856 \times (T_{amb})^2 + 5.281 \times T_{amb} (R^2 = 0.9811)$$

permet de la prédire avec précision (R^2 supérieur à 0,95). La température dans la cheminée diminue linéairement avec la hauteur. Par ailleurs, la température moyenne de la cheminée est influencée à la fois par celles du collecteur et de l'absorbeur, selon des lois polynomiales

distinctes. Un modèle combiné ($R^2 = 0,868$) permet de décrire efficacement la variation de la température moyenne dans la tour en fonction de ces deux températures

$$T_{ch} = 22.09 - 0.8424 \times T_{col} + 0.007373 \times T_{col}^2 + 0.06035 \times T_{abs} - 0.01435 \times T_{abs}^2 + 0.03672 \times T_{col} \times T_{abs} (R^2 = 0.868)$$

Ces relations permettent une meilleure prédiction du comportement thermique global de la centrale.

Du côté numérique, des simulations ont été effectuées via le logiciel ANSYS afin d'étudier l'effet des dimensions géométriques, notamment du diamètre de la cheminée, sur le comportement du système. Les résultats obtenus montrent une forte cohérence avec les données expérimentales, validant ainsi le modèle numérique mis en place. La variation des profils de température, de pression et de vitesse de l'air en fonction du diamètre du conduit a été clairement identifiée. Cela suggère que l'optimisation géométrique, notamment par ajustement de la cheminée, constitue une solution stratégique pour maximiser les performances dans un contexte où l'agrandissement du collecteur est limité.

En somme, l'étude confirme le rôle central de la cheminée solaire comme technologie prometteuse pour la conversion de l'énergie solaire en énergie thermique ou électrique. L'intégration de modèles mathématiques et numériques fiables permet d'anticiper son comportement en conditions réelles et d'envisager des stratégies d'optimisation adaptées aux contraintes techniques et climatiques



Conclusion Générale

Conclusion générale

Cette étude a permis d'explorer en profondeur le potentiel des cheminées solaires comme solution durable de conversion de l'énergie solaire en énergie thermique et, potentiellement, électrique. En s'appuyant sur une approche théorique, expérimentale et numérique, ce travail de recherche a mis en évidence les multiples paramètres qui influencent leur performance et leur efficacité.

Après avoir détaillé dans le premier chapitre le concept de la cheminée solaire, son évolution, ses éléments constitutifs et son mode de fonctionnement, ainsi que les solutions de stockage thermique et ses atouts écologiques et économiques, tout en reconnaissant ses limites, plusieurs projets internationaux ont été présentés pour démontrer sa faisabilité et l'importance d'optimiser ses paramètres afin d'en améliorer les performances. Le deuxième et le troisième chapitre conçus à l'étude et les résultats expérimentaux et numériques.

Les trois études expérimentales réalisées à Biskra et dans un contexte plus général, ont permis d'analyser les effets du rayonnement solaire et de la température ambiante sur les performances thermiques des cheminées solaires.

La première expérience (09/05/2022) à l'Université de M'sila a montré une forte corrélation entre les températures moyennes de l'absorbeur (T_{mab}) et du collecteur (T_{mcol}), influencées principalement par le rayonnement solaire et la température ambiante. Des modèles mathématiques polynomiaux ont été élaborés pour prédire ces températures, avec des coefficients de détermination très élevés ($R^2 > 0,97$). L'étude a démontré que l'élévation de la température de l'air augmente la vitesse de circulation dans la cheminée et améliore ainsi le rendement global.

La deuxième étude (21/02/2023) a mis en évidence que lors des pics de rayonnement, l'absorbeur atteint des températures plus élevées, optimisant le transfert thermique. Cependant, après ces pics, la température ambiante devient un facteur prédominant. Ces résultats soulignent la nécessité d'optimiser les matériaux et les conditions environnementales pour maintenir un bon rendement, notamment dans les régions arides.

La troisième étude (23/02/2023), menée à l'Université de Biskra, a porté sur l'influence des températures moyennes du collecteur et de l'absorbeur sur la température de l'air et celle de la cheminée. Il a été observé que toutes ces températures évoluent de manière similaire selon leur position et au fil du temps. Des modèles (linéaire, exponentiel et polynomial) ont été développés pour décrire leurs interactions.

Globalement, les trois expériences démontrent que l'augmentation des températures dans le système améliore la performance de la cheminée solaire, notamment par l'élévation du débit d'air et de sa vitesse. L'absorbeur joue un rôle central, et la récupération de la chaleur en haut de la cheminée est envisageable pour une meilleure efficacité énergétique.

Cette étude met en évidence les corrélations entre les températures moyennes du collecteur, de l'absorbeur et de la cheminée dans une centrale à cheminée solaire. La température de l'absorbeur croît avec celle du collecteur, selon une loi polynomiale ($R^2 = 0,9832$), et un modèle basé sur le rayonnement solaire (G) et la température ambiante (T_{amb})

$$T_{mabs} = -157 - 2.595 \times 10^{-5} \times (G)^2 + 0.0554 \times G - 0.2101 \times (T_{amb})^2 + 12.47 \times T_{amb} (R^2 = 0.979)$$

$$T_{mcol} = -60.84 + 1.412 \times 10^{-5} \times (G)^2 + 0.03216 \times G - 0.07856 \times (T_{amb})^2 + 5.281 \times T_{amb} (R^2 = 0.9811)$$

Permet de la prédire avec précision (R^2 supérieur à 0,95). La température dans la cheminée diminue linéairement avec la hauteur. Par ailleurs, la température moyenne de la cheminée est influencée à la fois par celles du collecteur et de l'absorbeur, selon des lois polynomiales distinctes. Un modèle combiné ($R^2 = 0,868$) permet de décrire efficacement la variation de la température moyenne dans la tour en fonction de ces deux températures

$$T_{ch} = 22.09 - 0.8424 \times T_{col} + 0.007373 \times T_{col}^2 + 0.06035 \times T_{abs} - 0.01435 \times T_{abs}^2 + 0.03672 \times T_{col} \times T_{abs} (R^2 = 0.868)$$

Ces relations permettent une meilleure prédiction du comportement thermique global de la centrale.

Ces résultats sont précieux pour concevoir des systèmes performants dans les climats chauds et ensoleillés

En conclusion, cette thèse met en lumière le rôle stratégique des cheminées solaires dans la transition énergétique. L'intégration d'expériences de terrain, de modélisations mathématiques et de simulations numériques offre une vision complète de leur fonctionnement. Les résultats obtenus permettent non seulement de mieux comprendre les phénomènes physiques à l'œuvre, mais aussi d'orienter les futures conceptions vers des performances améliorées, en tenant compte des perspectives suivantes :

- ✓ Extension du modèle numérique : Intégrer d'autres paramètres géométriques (hauteur et diamètre de la cheminée, hauteur d'entrée du collecteur).

- ✓ Prise en compte du stockage thermique : Ajouter l'effet du stockage naturel du sol ou l'intégration de matériaux à changement de phase
- ✓ Validation expérimentale élargie : Réalisation d'expérimentations dans différentes conditions climatiques (par exemple à Biskra, Adrar ou d'autres zones arides)
- ✓ Étude de l'optimisation énergétique : Développer des approches d'optimisation multi-paramètres (géométriques, thermiques et aérodynamiques) pour améliorer le rendement global et réduire les coûts de production électrique

Cette démarche holistique constitue une contribution solide à l'essor des technologies solaires passives dans un contexte énergétique mondial en mutation.



Références bibliographiques

- [1] P. Cüce, H. Sen, et E. Cüce, « Impact of tower diameter on power output in solar chimney power plants », *Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, vol. 7, n° 3, 2021,
- [2] H. Wang, J. Chen, P. Dai, F. Zhang, et Q. Li, « Simulation and experimental study of the influence of the baffles on solar chimney power plant system », *Processes*, vol. 9, n° 5, p. 902, 2021.
- [3] R. Alayi, M. Jahangiri, et A. Najafi, « Energy analysis of vacuum tube collector system to supply the required heat gas pressure reduction station », *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 16, n° 4, p. 1391-1396, 2021.
- [4] J. Schlaich, *The solar chimney: electricity from the sun*. Edition Axel Menges, 1995.
- [5] W. Haaf, K. Friedrich, G. Mayr, et J. Schlaich, « Solar Chimneys Part I: Principle and Construction of the Pilot Plant in Manzanares », *International Journal of Solar Energy*, vol. 2, n° 1, p. 3-20, janv. 1983, doi: 10.1080/01425918308909911.
- [6] W. Haaf, « Solar Chimneys: Part II: Preliminary Test Results from the Manzanares Pilot Plant », *International Journal of Solar Energy*, vol. 2, n° 2, p. 141-161, janv. 1984, doi: 10.1080/01425918408909921.
- [7] E. Cuce, P. M. Cuce, et H. Sen, « A thorough performance assessment of solar chimney power plants: Case study for Manzanares », *Cleaner Engineering and Technology*, vol. 1, p. 100026, 2020.
- [8] B. M. H. Azerou Belaid, « Influence De La Hauteur De La Tour-cheminée Et Du Rayon Du Collecteur Su L'écoulement Dans Les Cheminées Solaires, mémoire de master, Université M'Hamed bougara- Boumerdes, 2016/2017 - ».
- [9] « M. Bouanani Mohammed M. Djelaili Abdelbaki Performance en été, de la cheminée solaire sur toit incliné par la ventilation naturelle, Université Abou Bekr Belkaid, Mémoire de Master II en Génie Mécanique, Option : Génie Thermique et Énergies Renouvelables
- [10] « Barison James, Production D'électricité Par Une Cheminée Solaire - Recherche Google ». Consulté le: 29 mai 2025.
- [11] « Mohamed Nassim Khiat, Détermination des Performances Energétiques d'une Centrale à Cheminée Solaire avec Stockage Thermique. Etude Comparative entre Modèles Mathématiques , Ecole Nationale Polytechnique Alger.: Mémoire de fin d'études, 2016
- [12] A. Koonsrisuk et T. Chitsomboon, « Mathematical modeling of solar chimney power plants », *Energy*, vol. 51, p. 314-322, 2013.
- [13] T. P. Fluri et T. W. Von Backström, « Performance analysis of the power conversion unit of a solar chimney power plant », *Solar Energy*, vol. 82, n° 11, p. 999-1008, 2008.
- [14] « B. Lasmarrigues M. Lelaidier Mathias M. Ulian M. Ricard, Cheminée tour solaire, Université de Pau et des Pays de l'Adour, 2010/2011. - Recherche Google ».
- [15] « Krimo semmani, Simulation numérique d'une cheminée solaire, memoire master université mouldod maameri tizi ouzou, 2012/2013. - Recherche Google ». Consulté le: 29 mai 2025.
- [16] « Pablo Gonzalez Gascon Y Marin, «Les tours solaires, deux approches pour utiliser l'énergie du soleil, Énergies renouvelables,» ENSTA, Paris ., pp. ENSTA, Paris
- [17] « B. Djaouida, Etude des phénomènes de transfert dans un système thermodynamique ouvert: application aux écosystèmes constitués de cultures sous serre comme le collecteur d'une cheminée solaire, Université Thèse Hadj Lakhdar - Batna 1., 2016 -
- [18] « <http://www.floatingsolarchimney.gr>,
- [19] M. Kaltschmitt, W. Streicher, et A. Wiese, *Renewable energy: technology, economics and environment*. Springer Science & Business Media, 2007.
- [20] S. Larbi, A. Bouhdjar, et T. Chergui, « Performance analysis of a solar chimney power plant in the southwestern region of Algeria », *Renewable and Sustainable energy reviews*, vol. 14, n° 1, p. 470-477, 2010.
- [21] « Buğutekin, Abdulcelil. Experimental study of temperature field in a solar chimney plant in Adiyaman. *Isi Bilimi Ve Teknigi Dergisi/Journal of Thermal Science & Technology*, 2012, vol. 32, no 2.
- [22] M. H. Ali, « Analysis study of solar tower power plant & its configuration effects on its performance in Iraq (Baghdad City) », *Modern Applied Science*, vol. 7, n° 4, p. 55, 2013.

- [23] E. M. Shuia, I. A. Abuashe, et B. H. Arebi, « Experimental and Theoretical Investigation of Performance of a Solar Chimney Model, Part I: Experimental Investigation », *Solar energy and sustainable development*, vol. 3, 2014,
- [24] P. Guo, J. Li, et Y. Wang, « Annual performance analysis of the solar chimney power plant in Sinkiang, China », *Energy conversion and management*, vol. 87, p. 392-399, 2014.
- [25] P. Karimipour-Fard et H. Beheshti, « Performance enhancement and environmental impact analysis of a solar chimney power plant: Twenty-four-hour simulation in climate condition of isfahan province, iran », *International Journal of Engineering*, vol. 30, n° 8, p. 1260-1269, 2017.
- [26] H. Nouar, T. Tahri, et Y. Chiba, « Study on the Performance of a solar chimney power plant Chlef, Algeria region », in *2018 International Conference on Applied Smart Systems (ICASS)*, IEEE, 2018, p. 1-5.
- [27] K. Ikhlef et S. Larbi, « Energy performance analysis of a solar chimney power plant with and without thermal storage system », in *6th International Conference on Automation, Control, Engineering and Computer Science ACECS-2019*, İstanbul, Turkey, 2019.
- [28] R. Ihaddadene, N. Ihaddadene, E. Bedjehit, A. Semane, et B. Guerira, « Study of the variation of temperatures in a solar chimney », *Sigma*, vol. 43, n° 2, p. 523-532, 2025.
- [29] N. Pasumarthi et S. A. Sherif, « Performance of a demonstration solar chimney model for power generation », *California State Univ, Sacramento, CA,(USA).*, p. 203-240, 1997.
- [30] X. Zhou et J. Yang, « A Novel Solar Thermal Power Plant with Floating Chimney Stiffened onto a Mountainside and Potential of the Power Generation in China's Deserts », *Heat Transfer Engineering*, vol. 30, n° 5, p. 400-407, avr. 2009, doi: 10.1080/01457630802414813.
- [31] « Ketlogetswe, Clever, Fiszdon, Jerzy K., et Seabe, Omphemetse O. Retracted: Solar chimney power generation project—The case for Botswana. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2008, vol. 12, no 7, p. 2005-2012
- [32] M. Tingzhen, L. Wei, et X. Guoliang, « Analytical and numerical investigation of the solar chimney power plant systems », *Int. J. Energy Res.*, vol. 30, n° 11, p. 861-873, sept. 2006, doi: 10.1002/er.1191.
- [33] C. B. Maia, A. G. Ferreira, R. M. Valle, et M. F. Cortez, « Theoretical evaluation of the influence of geometric parameters and materials on the behavior of the airflow in a solar chimney », *Computers & Fluids*, vol. 38, n° 3, p. 625-636, 2009.
- [34] X. Zhou, F. Wang, J. Fan, et R. M. Ochieng, « Performance of solar chimney power plant in Qinghai-Tibet Plateau », *Renewable and Sustainable energy reviews*, vol. 14, n° 8, p. 2249-2255, 2010.
- [35] A. Koonsrisuk et T. Chitsomboon, « Effects of flow area changes on the potential of solar chimney power plants », *Energy*, vol. 51, p. 400-406, 2013.
- [36] V. Kalantar et M. Zare, « Simulation of flow and heat transfer in 3D solar chimney power plants-numerical analysis », in *Jordan International Energy Conference*, 2011. Consulté le: 29 mai 2025.
- [37] J. Li, P. Guo, et Y. Wang, « Effects of collector radius and chimney height on power output of a solar chimney power plant with turbines », *Renewable Energy*, vol. 47, p. 21-28, 2012.
- [38] E. Gholamalizadeh et S. H. Mansouri, « A comprehensive approach to design and improve a solar chimney power plant: A special case—Kerman project », *Applied Energy*, vol. 102, p. 975-982, 2013.
- [39] P. Guo, Y. Wang, Q. Meng, et J. Li, « Experimental study on an indoor scale solar chimney setup in an artificial environment simulation laboratory », *Applied Thermal Engineering*, vol. 107, p. 818-826, 2016.
- [40] A. El-Ghonemy, « Solar chimney power plant with collector », *IOSR Journal of Electronics and Communication Engineering (IOSR-JECE)*, vol. 2, p. 28-35, 2016.
- [41] Y. J. Choi, D. H. Kam, Y. W. Park, et Y. H. Jeong, « Development of analytical model for solar chimney power plant with and without water storage system », *Energy*, vol. 112, p. 200-207, 2016.
- [42] S. R. Rajput, S. R. Nigam, et M. Sen, « Integrated solar heat and wind power plant: Design and performance », *Int. J. Eng. Sci. Manag*, vol. 7, p. 407-423, 2017.

- [43] D. Toghraie, A. Karami, M. Afrand, et A. Karimipour, « Effects of geometric parameters on the performance of solar chimney power plants », *Energy*, vol. 162, p. 1052-1061, 2018.
- [44] R. Bhoraniya, M. Jiren, et A. Harichandan, « CFD analysis of solar chimney power plant: Effect of chimney height, shape and collector size », *Journal of Solar Energy Research*, vol. 4, n° 1, p. 61-71, 2019.
- [45] I. N. Jawad, Q. A. Rishack, et H. S. Sultan, « Matlab graphical user interface (GUI) code for solar tower power plant performance calculations », *Basrah Journal for Engineering Sciences*, vol. 21, n° 1, p. 8-14, 2021.
- [46] M. O. Hamdan, « Analysis of solar chimney power plant utilizing chimney discrete model », *Renewable energy*, vol. 56, p. 50-54, 2013.
- [47] G. M. Ngala, M. B. Oumarou, A. B. Mohammad, et M. Shuwa, « Evaluation of solar chimney power plant in semi-arid region of Nigeria », *Arid Zone Journal Of Engineering, Technology And Environment*, vol. 11, p. 1-12, 2015.
- [48] A. R. Shahreza et H. Imani, « Experimental and numerical investigation on an innovative solar chimney », *Energy Conversion and Management*, vol. 95, p. 446-452, 2015.
- [49] M. T. Esfidani, S. Raveshi, M. Shahsavari, et A. Sedaghat, « Computational study on design parameters of a solar chimney », in *2015 International Conference on Sustainable Mobility Applications, Renewables and Technology (SMART), IEEE*, 2015, p. 1-5.
- [50] C. Khelifi, F. Ferroudji, et M. Ouali, « Analytical modeling and optimization of a solar chimney power plant », *International Journal of Engineering Research in Africa*, vol. 25, p. 78-88, 2016.
- [51] A. A. Ismaeel, H. H. Al-Kayiem, A. T. Baheta, et M. A. Aurybi, « Comparative Critique On The Performance Evaluation Of a Solar–air heater for natural updraft solar system », 2006,
- [52] M. Ghalamchi, A. Kasaeian, M. Ghalamchi, N. Fadaei, et R. Daneshzarian, « Optimizing of solar chimney performance using electrohydrodynamic system based on array geometry », *Energy Conversion and Management*, vol. 135, p. 261-269, 2017.
- [53] « Al-Azawiey, Sundus S., Hussain H. Al-Kayiem, and Suhaimi B. Hassan. “On the influence of collector size on the solar chimneys performance.” *Matec Web of Conferences*. Vol. 131. EDP Sciences, 2017
- [54] M. A. Aurybi, S. I. Gilani, H. H. Al-Kayiem, et A. A. Ismaeel, « Mathematical evaluation of solar chimney power plant collector, integrated with external heat source for non-interrupted power generation », *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, vol. 30, p. 59-67, 2018.
- [55] A. Semane, R. Ihaddadene, E. Bedjehit, B. Guerira, et N. Ihaddadene, « Experimental study of temperature changes in a solar chimney », *Journal of Thermal Engineering*, vol. 11, n° 2, p. 464-475, 2021.
- [56] « Hamza Ahmed Tettahi Nedhirou, Etude D'une Cheminée Solaire mémoire master, Univ de m'sila, 2020 / 2021.
- [57] « <https://www.campusplastics.com/campus/fr>. - Recherche Google ». Consulté le: 29 mai 2025.
- [58] « <https://plasticexpress.fr/proprietes-physiques> - Recherche Google ». Consulté le: 29 mai 2025.
- [59] « Ihaddadene, Razika. “Ambient temperature and solar radiation effects on absorber and collector mean temperature in a solar chimney.” 11th global congress on renewable energy and environment
- [60] A. T. Mustafa, H. H. Al-Kayiem, et S. I. U. Gilani, « Investigation and evaluation of the solar air collector model to support the solar vortex engine », *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, vol. 10, n° 12, p. 5309-5319, 2015.
- [61] M. B. Hanna, T. A.-M. Mekhail, O. M. Dahab, M. F. C. Esmail, et A. R. Abdel-Rahman, « Performance investigation of the solar chimney power plants heater case study in Aswan, Egypt », *Journal of Power and Energy Engineering*, vol. 4, n° 10, p. 39-60, 2016.
- [62] K. Chen, J. Wang, Y. Dai, et Y. Liu, « Thermodynamic analysis of a low-temperature waste heat recovery system based on the concept of solar chimney », *Energy conversion and management*, vol. 80, p. 78-86, 2014.
- [63] « Ousmane M Dianda B Konfe A Ky T, «Experimental study in natural convection,» *Glob J Pure Appl Sc*, vol. 21, p. 155–169, 2015.

- [64] « Pouire Ouedraogo GW Kam S Kabore B Ousmane M Bathiebo DJ, «Mathematical and experimental,study of the solar towmer for the drying of food products,» Int J Res, vol. 4, p. 1599–1606., 2018
- [65] R. Sangi, M. Amidpour, et B. Hosseinizadeh, « Modeling and numerical simulation of solar chimney power plants », Solar energy, vol. 85, n° 5, p. 829-838, 2011.
- [66] E. Abdelsalam, F. Almomani, H. Alnawafah, D. Habash, et M. Jamjoum, « Sustainable production of green hydrogen, electricity, and desalinated water via a Hybrid Solar Chimney Power Plant (HSCPP) water-splitting process », International Journal of Hydrogen Energy, vol. 52, p. 1356-1369, 2024.
- [67] Y. J. Dai, H. B. Huang, et R. Z. Wang, « Case study of solar chimney power plants in Northwestern regions of China », Renewable energy, vol. 28, n° 8, p. 1295-1304, 2003.

Résumé

Cette étude vise à analyser expérimentalement l'impact de la température ambiante et du rayonnement solaire sur les températures moyennes de l'absorbeur et du collecteur d'une cheminée solaire. Pour ce faire, deux prototypes ont été conçus à l'Université de M'sila, et trois campagnes expérimentales ont été menées dans un climat aride à l'Université de Biskra (les 09/05/2022, 21/02/2023 et 23/02/2023). Les résultats ont révélé que la température moyenne de l'absorbeur dépasse systématiquement celle du collecteur. Ces deux températures sont fortement corrélées selon une loi polynomiale, avec des coefficients de détermination très élevés ($R^2 > 0,97$). L'étude confirme également que la température ambiante et le rayonnement solaire influencent significativement ces variations thermiques. Des modèles mathématiques ont été développés pour prédire ces évolutions. Par ailleurs, il a été démontré que l'augmentation de la température de l'air favorise sa vitesse d'écoulement dans la cheminée, améliorant ainsi le rendement global du système. En complément de l'étude expérimentale, une validation numérique a également été réalisée à l'aide du logiciel ANSYS, confirmant et renforçant la fiabilité des résultats obtenus expérimentalement.

Mots clés :

Énergie solaire ; cheminée solaire ; modélisation ; simulation ; Ansys ; Matlab

Abstract

This study aims to experimentally analyze the impact of ambient temperature and solar radiation on the average temperatures of the absorber and the collector of a solar chimney. To achieve this, two prototypes were designed at the University of M'sila, and three experimental campaigns were conducted in an arid climate at the University of Biskra (on 09/05/2022, 21/02/2023, and 23/02/2023). The results revealed that the average temperature of the absorber consistently exceeds that of the collector. These two temperatures are strongly correlated by a polynomial law, with very high coefficients of determination ($R^2 > 0.97$). The study also confirms that ambient temperature and solar radiation significantly influence these thermal variations. Mathematical models were developed to predict these changes. Furthermore, it was demonstrated that the increase in air temperature promotes its flow velocity in the chimney, thereby improving the overall system efficiency. In addition to the experimental study, numerical validation was also performed using ANSYS software, confirming and strengthening the reliability of the experimentally obtained results.

Keywords:

Solar energy; solar chimney; modeling; simulation; ANSYS; MATLAB

المخلص

تهدف هذه الدراسة إلى تحليل التأثير التجريبي لدرجة الحرارة المحيطة والإشعاع الشمسي على درجات الحرارة المتوسطة للماص والمجمع في مدخنة شمسية. لتحقيق ذلك، تم تصميم نموذجين أوليين في جامعة المسيلة، وأجريت ثلاث حملات تجريبية في مناخ جاف بجامعة بسكرة (في 09/05/2022، 21/02/2023، و23/02/2023). كشفت النتائج أن درجة الحرارة المتوسطة للماص تتجاوز باستمرار درجة حرارة المجمع. وترتبط هاتان الدرجتان بقوة حسب قانون كثير الحدود، مع معاملات تحديد عالية جداً ($R^2 > 0.97$). كما تؤكد الدراسة أن درجة الحرارة المحيطة والإشعاع الشمسي يؤثران بشكل كبير على هذه التغيرات الحرارية. تم تطوير نماذج رياضية لتوقع هذه التطورات. علاوة على ذلك، تبين أن زيادة درجة حرارة الهواء تعزز سرعة تدفقه في المدخنة، مما يحسن كفاءة النظام بشكل عام. بالإضافة إلى الدراسة التجريبية، تم إجراء تحقق رقمي باستخدام برنامج ANSYS، مما يؤكد ويعزز موثوقية النتائج التجريبية.

الكلمات المفتاحية:

الطاقة الشمسية؛ المدخنة الشمسية؛ النمذجة؛ المحاكاة؛ أنسيس؛ ماتلاب