

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



Université Hadj Lakhdar - BATNA 1

Faculté des Sciences de la Matière

Département de Physique



THÈSE

Présentée en vue de l'obtention du

Diplôme de Doctorat en Sciences

Spécialité : Physique Energétique

Par :

BENLAHCENE Djaouida

Thème :

**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**

Soutenue le 26 /02 / 2019

Devant le jury :

Président :	SOUDANI Azeddine	Pr.	Université Batna 1
Rapporteur :	AOUACHRIA Zéroual	Pr.	Université Batna 1
Examineurs :	BOUGOUL Saadi	Pr.	Université Batna 1
	BRIMA Abdelhafid	Pr.	Université Batna 2
	BOUGRIOU Chérif	Pr.	Université Batna 2
	BENMACHICHE Abdelmoumène Hakim	MCA	Université Biskra

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail de recherche à l'esprit pure du **mon père**

Benlahcene Salah

Mon père, Ce succès aujourd'hui est votre succès J'ai réussi à réaliser votre rêve, merci infiniment.

À ma mère.

À mon marie le Docteur **Sellami Ali** pour leurs aides, encouragements, et leurs conseils.

À ma sœur, mes frères.

À mes deux petits-fils « **Anes** » et « **Ranime** » qui sont ma vie et mon bonheur.

À toute ma famille.

Que le bon Dieu les gardes et les protèges.

REMERCIEMENTS

Derrière ce travail se cache la présence, le support et l'ouverture d'esprit de mon encadreur, Monsieur le Professeur **Zéroual Aouachria**, à qui je dois un grand respect. J'ai particulièrement apprécié ses encouragements, ses conseils et la liberté qu'il m'a accordée dans la poursuite de mon travail. Je suis aussi très reconnaissante, en lui, pour m'avoir sensibilisé à l'importance de la communication scientifique.

Toute la reconnaissance au docteur **Abdelmoumène Hakim Benmachiche** pour son aide, son soutien et ses conseils judicieux et la bonne orientation.

Je remercie vivement Monsieur le Professeur **Azeddine Soudani** qui m'a fait l'honneur de présider ce jury.

Je tiens aussi à remercier vivement Monsieur le Professeur **Saadi Bougoul**, Monsieur le Professeur **Abdelhafid Brima**, Monsieur le Professeur **Chérif Bougriou**, et Monsieur le Docteur **Abdelmoumène Hakim Benmachiche** d'avoir acceptés d'être membres du jury de cette thèse.

SOMMAIRE

Sommaire

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Chapitre 1. Introduction générale 1

Chapitre 2. Etude bibliographique

2.1 Introduction	6
2.2 Principe de fonctionnement d'une centrale électrique à cheminée solaire.....	7
2.3 Description des différentes composantes du système.....	9
2.4 Les différents phénomènes intervenants dans la cheminée solaire	9
2.5 Le stockage d'énergie	10
✓ 2.6 Les avantages et les inconvénients d'une cheminée solaire (des centrales solaires à cheminée)	12
2.6.1 Avantages	12
2.6.2 Inconvénients	12
2.7 Projets de centrale solaire a cheminée	13
✓ 2.7.1 Le prototype de Manzanares (Espagne)	13
✓ Spécifications du projet.....	14
2.7.2 Le projet de Buronga (Mildura en Australie)	14
✓ Spécifications du projet.....	15
✓ 2.7.3 Le projet Espagnol.....	15
✓ Spécifications du projet.....	16
2.7.4 Le projet Namibien	16
2.7.5 Le projet Chinois (Jinshawan).....	17
✓ 2.7.6 Le projet d'Arizona.....	18
2.7.7 Montagnes solaires : du français Raphaël Menard - groupe OTH	19

2.7.8 Cheminées solaires « flottantes » du Grec Christos Papageorgiou	20
2.8 Les travaux réalisés dans les centrales solaires à cheminée.....	20
Chapitre 3. Modèle mathématique	
3.1 Introduction	25
✓ 3.2 Equations gouvernantes	25
3.2.1 Equations en régime laminaire	25
3.2.1.1 Equations générales	25
Equation de continuité	26
Equation de quantité de mouvement	26
Couplage de l'équation d'énergie (couplage des transferts convectifs & radiatif)	26
Equation de transfert radiatif (ETR)	28
✓ Conditions aux limites de rayonnement	29
✓ Grandeurs radiatives intégrales	30
➤ Le vecteur flux radiatif	30
➤ L'éclairement surfacique.....	31
➤ Divergence du vecteur flux radiatif	31
✓ Forme simplifiée de l'équation de transfert radiatif (ETR)	33
❖ En milieu transparent	33
❖ En milieu semi-transparent gris non diffusant	33
✓ Transfert radiatif pur stationnaire (équilibre radiatif)	33
✓ Description de la méthode aux ordonnées discrètes (DO).....	34
➤ Discrétisation angulaire	35
➤ Quadrature polaire / azimutale	37
3.3Hypothèses de simplification du système d'équations	38
✓ 3.3.1 Le cas stationnaire	38
3.3.1.1 Approximation de Boussinesq	40
3.3.1.2 Système d'équations obtenues (le cas instationnaire).....	41
Equation de continuité	41
Equation de quantité de mouvement	41
Equation d'énergie	42
3.4 Equation de turbulence	42
3.5 Production d'électricité	43
✓ 3.6 Conditions aux limites	45

Chapitre 4. L'inclusion d'un toit secondaire

4.1 Introduction	47
4.2 Modèle physique	47
4.3 Modification du collecteur modifié de la centrale	48
4.4 Le mécanisme de régulation	49
4.5 Modélisation mathématique du problème	50
• Propriétés du fluide	50
• Les propriétés physiques du matériel des composants de la centrale	51
4.6 Procédure de résolution	51
• Le choix du maillage.....	52
• Modèle de validation	53
• Définition des conditions aux limites	54
4.7 Résultats et discussions	56
4.7.1 Effet de toit secondaire	57
4.7.2 Mécanisme de régulation	57
4.8 Effet de longueur et de la hauteur du toit secondaire	58
4.9 Etude aérodynamique	59
4.10 Cas d'exploitation de conditions climatiques relevés sur terrain	64
4.10.1 Simulation et résultats	69

Chapitre 5. L'inclusion d'un toit secondaire et tertiaire

5.1 Introduction	78
5.2 Modification du collecteur d'usine en incluant un toit collecteur secondaire et tertiaire	78
5.3 Définition des sections dans le collecteur	79
Partie supérieure, intermédiaire et inférieure	79
Section de transition	80
Section unique après la transition	80
5.4 La simulation	80
5.5 Cas d'exploitation de conditions climatiques relevés sur terrain	83

Chapitre 6. Végétation sous le toit du collecteur

6.1 Introduction	90
6.2 Modification sous le toit du collecteur	90

6.3Spécifications de la végétation	91
6.4 Approche pour le milieu poreux	92
6.5 Interaction de l'écoulement avec la couverture végétale.....	93
6.6Hypothèse pour calculer la largeur de la couronne du couvert végétal sous collecteur(R_{veg})	94
6.7Simulations et résultats	94
6.7.1 Le cas de la cheminée solaire principale ($R_{veg} = 106.5$ m)	94
6.7.2Le cas d'une cheminée solaire avec toit collecteur secondaire ($R_{veg} = 29$ m)	102
6.7.3Le cas d'une cheminée solaire avec toit collecteur secondaire et tertiaire ($R_{veg} = 9$ m)	104
6.7.4Cas d'exploitation de conditions climatiques relevés sur terrain.....	107
6.8Estimation du coût de l'électricité (kWh) de la centrale solaire à cheminée	109
Conclusion générale.....	112
Références bibliographiques	114
Annexe A	121

LISTE DES FIGURES

Fig.1: La production nette dans des installations de taille industrielle à partir :	
a) photovoltaïque solaire et b) les éoliennes en giga-watt-heure	2
Fig. 2.1: Cheminée solaire installée à Manzanares(Espagne)	7
Fig. 2.2: Montagnes Solaires, projet Elioth.....	7
Fig. 2.3: Représentation schématique de la cheminée solaire	8
Fig. 2.4: Principe du stockage de chaleur le jour sous la serre utilisant des galets	11
Fig. 2.5 : Principe de stockage de l'énergie thermique avec des tubes remplis d'eau.....	11
Fig. 2.6 : Photos de prototype de cheminée solaire installée à Manzanares (Espagne).....	13
Fig. 2.7 : Projet de centrale solaire à cheminée de Buronga(Australie).....	15
Fig. 2.8 : Projet de centrale solaire à cheminée de Ciudad Real(Espagnol).....	16
Fig. 2.9 : Projet de centrale solaire à cheminée Namibienne	17
Fig. 2.10 : Projet de centrale solaire à cheminée d'EnviroMission en Arizona	19
Fig. 2.11 : Montagnes Solaires, projet ELIOTH	19
Fig. 2.12 : Cheminée solaire « flottante»exposée au vent.....	20
Fig. 3.1: Schématisation de la réflexion pouvant avoir lieu sur une surface rugueuse et parfaitement dépolie	29
Fig. 3.2 : Système de coordonnées pour le flux radiatif.....	30
Fig. 3.3: Système de coordonnées pour quadrature angulaire.....	37
Fig. 3.4: Domaine d'étude et conditions aux limites	46
Fig .4.1: Définition des sections créées dans le collecteur par l'inclusion d'un toit secondaire	49
Fig.4.2: Contrôle de la puissance en régulant le débit d'air dans le collecteur.....	50
Fig.4.3: Maillage utilisé	53
Fig. 4.4: Positionnement des conditions aux limites sur le schéma.....	56
Fig. 4.5: Distribution de (a) vecteurs de vitesse du système pendant le fonctionnement de la turbine, (b)la température et (c) la vitesse, à $T_{\text{sol-air}} = 324\text{K}$ et l'insolation solaire de	

1000 W / m ² (H ₁ = 0.5m et L ₁ = 107m).....	60
Fig. 4.6: Profils de (a), (b) Température et (c) vitesse aux lignes Y = 0.925, Y = 0.25à T _{sol-air} = 324K et l'insolation solaire de 1000 W / m ² (H ₁ = 0.5m et L ₁ = 107m).....	62
Fig. 4.7: Distribution de la température (K), à T _{sol-air} = 306K et l'insolation solaire de 550 W / m ² (H ₁ = 0,5 m et L ₁ = 107 m).....	63
Fig. 4.8: Distribution de la vitesse (m/s), à T _{sol-air} =306K et l'insolation solaire de 550 W/m ² (H ₁ =0.5m et L ₁ =40m).....	64
Fig. 4.9: Solaire global. Irradiation reçue sur un plan incliné à la latitude du lieu: moyenne annuelle.....	65
Fig .4.10: Rayonnement solaire mensuel dans deux sites.....	67
Fig .4.11: Température ambiante mensuelle dans les deux sites.....	67
Fig .4.12: Variation de l'irradiation solaire en fonction du temps pour le mois de Juin dans les deux sites.....	68
Fig .4.13: Variation de la température ambiante en fonction du temps pour le mois de Juin dans les deux sites.....	68
Fig. 4.14: Distribution de des champs (a) vecteur vitesse, (b)la température et (c) la vitesse, à T _{sol-air} = 323K et l'insolation solaire de 950 W / m ² pendant le fonctionnement de la turbine.....	69
Fig.4.15: Profils de (a), (b) Température, (c) vitesse au niveau Y=0.925 et T _{sol-air} = 323K et l'insolation solaire de 950 W / m ²	71
Fig. 4.16: Distribution de (a) vecteurs de vitesse du système pendant le fonctionnement de la turbine, (b)la temperature et (c) la vitesse, à T _{ground} =323K et l'insolation solaire de 950 W/m ² (H ₁ =0.5m et L ₁ =107m).....	73
Fig. 4.17: Profils de (a), (b) Température et (c) vitesse aux niveaux Y = 0.925, Y = 0.25à T _{sol-air} = 323K et l'insolation solaire de 950 W / m ² (H ₁ = 0.5m et L ₁ = 107m).....	75
Fig .4.18: Productivité moyenne mensuelle de la puissance de la cheminée solaire.....	76
Fig .4.19: Variation de la productivité énergétique en fonction du temps pour le mois de Juin.....	77
Fig.5.1: Sections créées dans le collecteur par l'inclusion de toits secondaire et tertiaire.....	79
Fig.5.2: Contrôle de la puissance en régulant le débit d'air dans le collecteur.....	80
Fig.5.3: Maillage en présence des toits secondaire et tertiaire.....	82
Fig.5.4: Distribution de (a) vecteurs de vitesse du système pendant le fonctionnement de la turbine, (b)la température et (c) le module de vitesse, à T _{sol-air} = 323K et l'insolation solaire de Q= 950 W / m ² (H ₁ = 0.5m, H ₂ = 1.05m et L ₁ = 107m).....	84

Fig.5.5: Profils de (a), (b) Température et (c) vitesse aux niveaux $Y = 0.25$, $Y = 0.75$ et $Y=1.45$ à $T_{\text{sol-air}} = 323\text{K}$ et l'insolation solaire de 950 W / m^2 ($H_1 = 0.5\text{m}$, $H_2 = 1.05\text{m}$ et $L_1 = 107\text{m}$).....	86
Fig .5.6: Productivité moyenne mensuelle de la puissance de la cheminée solaire.....	87
Fig .5.7: Variation de la productivité énergétique en fonction du temps pour le mois de Juin.....	88
Fig .5.8: Productivité moyenne mensuelle de la puissance de la cheminée solaire à Tamanrasset	89
Fig .5.9: Variation de la productivité énergétique en fonction du temps pour le mois de Juin à Tamanrasset	89
Fig.6.1: Sections créées dans le collecteur par l'inclusion de la végétation	91
Fig.6.2: Profil de température sans végétation au niveau $Y = 0.25$ à $T_{\text{sol-air}} = 324\text{K}$ et l'insolation solaire de 1000 W / m^2	95
Fig.6.3: Maillage utilisé pour la cheminée solaire principale avec végétation ($R_{\text{veg}} = 106.5 \text{ m}$)	96
Fig. 6.4: Comparaison entre les cas sans et avec végétation ($R_{\text{veg}} = 106.5 \text{ m}$): (a) profil de vitesse, (b) profil de température au collecteur et (c) température de la végétation au niveau $Y = 0.2$ à $T_{\text{sol-air}} = 324\text{K}$ et l'insolation solaire de 1000 W / m^2	99
Fig. 6.5: Profil de l'effet du rayonnement sur le champ dynamique ($R_{\text{veg}} = 106.5 \text{ m}$) au niveau $Y = 0.2$ à $T_{\text{sol-air}} = 324\text{K}$ et l'insolation solaire de 1000 W / m^2	100
Fig.6.6: Profil de l'effet de la végétation, du rayonnement et les deux sur le champ thermique ($R_{\text{veg}} = 106.5 \text{ m}$) au niveau $Y = 0.2$ à $T_{\text{sol-air}} = 324\text{K}$ et l'insolation solaire de 1000 W / m^2	101
Fig. 6.7: Profil de Température sans végétation au niveau $Y = 0.25$ à $T_{\text{sol-air}} = 324\text{K}$ et l'insolation solaire de 1000 W / m^2 ($H_1 = 0.5\text{m}$ et $L_1 = 107\text{m}$).....	102
Fig. 6.8: Profils avec végétation ($R_{\text{veg}} = 29 \text{ m}$)de (a) température au collecteur et (b) température de la végétation au niveau $Y = 0.2$ à $T_{\text{sol-air}} = 324\text{K}$ et l'insolation solaire de 1000 W / m^2 ($H_1 = 0.5\text{m}$ et $L_1 = 107\text{m}$).....	104
Fig. 6.9: Profil de Température sans végétation à la ligne $Y = 0.25$ à $T_{\text{sol-air}} = 324\text{K}$ et l'insolation solaire de 1000 W / m^2 ($H_1 = 0.5\text{m}$, $H_2 = 1.05\text{m}$ et $L_1 = 107\text{m}$)	105
Fig. 6.10: Profils avec végétation ($R_{\text{veg}} = 9 \text{ m}$) de (a) température au collecteur et (b) température dans la section de végétation à la ligne $Y = 0.2$ à $T_{\text{sol-air}} = 324\text{K}$ et l'insolation solaire de 1000 W / m^2 ($H_1 = 0.5\text{m}$, $H_2 = 1.05\text{m}$ et $L_1 = 107\text{m}$)	106
Fig .6.11: Productivité moyenne mensuelle de la puissance de la cheminée solaire à Tamanrasset	108

Fig .6.12: Productivité moyenne mensuelle de la puissance de la cheminée solaire à Tamanrasset	108
Fig .6.13: Productivité moyenne mensuelle de la puissance de la cheminée solaire à Tamanrasset	109

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 3.1 : Hypothèses des équations gouvernantes présentées par Bernardes et Pretorius...	39
Tableau 3.2 : Les constantes usuelles du modèle RNG $k - \varepsilon$	43
Tableau 4.1: Propriétés thermophysiques de l'air.....	50
Tableau 4.2: Propriétés physiques des matériaux	51
Tableau 4.3: Paramètres de la simulation.....	52
Tableau 4.5: Le choix du maillage.....	52
Tableau 4.6: Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux.....	54
Tableau 4.7: Conditions aux limites.....	55
Tableau 4.8: Comparaison de puissance de sortie, illustrant l'effet du toit secondaire pour une irradiation solaire de $1000 \text{ W} / \text{m}^2$ et de $T_{\text{sol-air}} = 324 \text{ K}$	57
Tableau 4.9: Puissance de sortie à l'ouverture et à la fermeture du collecteur secondaire à différentes irradiances solaires et $T_{\text{sol-air}} = 324 \text{ K}$	58
Tableau 4.10: Illustration de l'effet de la longueur du toit secondaire à $H_1 = 0,5 \text{ m}$, $T_{\text{sol-air}} = 306 \text{ K}$ et insolation solaire de $550 \text{ W} / \text{m}^2$	58
Tableau 4.11: Illustration de l'effet de la hauteur du toit du collecteur secondaire à $L_1=107\text{m}$, $T_{\text{sol-air}} = 306\text{K}$ et insolation solaire de $550 \text{ W} / \text{m}^2$	58
Tableau 4.12: Coordonnées géographiques des régions choisies	66
Tableau 5.1: L'effet de la hauteur du collecteur tertiaire à $L_1= L_2=107$ met $H_1 = 0,5\text{m}$ pour $Q = 1000 \text{ W} / \text{m}^2$ et $T_{\text{sol-air}} = 324\text{K}$	81
Tableau 5.2: Spécifications du toit du collecteur secondaire et tertiaire.....	81
Tableau 5.3: Puissance de sortie à l'ouverture et à la fermeture du collecteur secondaire et tertiaire à $L_1= L_2=107$ et $H_2=1.05\text{m}$ à l'irradiation solaire $Q=1000 \text{ W}/\text{m}^2$ et $T_{\text{sol-air}} =324\text{K}$	83
Tableau 5.4: Comparaison entre différents systèmes.....	83
Tableau 6.1: Propriétés physiques de végétation.....	91
Tableau. 6.2: Paramètres de coût	110
Tableau 6.3: Le coût de l'électricité (kWh) des usines.....	111

NOMENCLATURE

Symboles latins

C_μ	Coefficient caractéristique de la turbulence,.....	[-]
$C_{\varepsilon 1}$	Coefficient caractéristique de la turbulence,.....	[-]
$C_{\varepsilon 2}$	Coefficient caractéristique de la turbulence,.....	[-]
C_v	Coefficient de frottement,	[-]
C_p	Chaleur massique à pression constante,	[J/kg.K]
C_F	Coefficient de perte de charge non linéaire,	[-]
D_{ch}	Diamètre de la cheminée,	[m]
F	Force par unité de volume,	[N/m ³]
g	Accélération de la pesanteur,	[m/s ²]
G	Rayonnement solaire (irradiation solaire),	[W/m ²]
h	Constante de Planck,.....	[J/s]
H_{ch}	Hauteur de la cheminée,	[m]
H_{col}	Hauteur moyenne de collecteur,.....	[m]
$H_\lambda(\vec{r}_w)$	Luminance incidente à la paroi ou Eclairage surfacique,	[W/m ²]
h_c	Coefficient de transfert de chaleur par convection,	[W/m ² .K]
K	Perméabilité intrinsèque d'un milieu poreux,.....	[m ²]
k	Energie cinétique turbulente,	[m ² /s ²]
L	Longueur caractéristique de la surface,	[m]
L_f	Surface de feuille,.....	[m ²]
L_v	Chaleur latente de vaporisation,	[J/kg]
$L_\lambda(\vec{r}_w, \vec{s})$	Luminance au point $P(\vec{r}_w)$ et dans la direction \vec{s} ,	[W/m ³ .sr]
l_m	Longueur de mélange de Prandtl,.....	[m]
m	Débit massique,	[kg/s]
\vec{n}	Normale à une surface,	[-]
P	Pression,.....	[N/m ²]
q	Flux de chaleur,	[W/m ²]
q_r	Flux radiatif,	[W/m ²]
$\bar{q}_{r,\lambda}(\vec{r}_w)$	Flux net radiatif à la paroi,.....	[m/s ²]
R_{col}	Rayon de collecteur,	[m]

\vec{r}	Vecteur position,	[m]
r	Coordonnée cylindrique,	[m]
\vec{s}	Vecteur unitaire de la direction de propagation de la luminance,	[-]
S	Surface,	[m ²]
t	Temps,	[s]
T	Température,	[K]
ΔT	Ecart de température,	[K]
u	Composante de vitesse radiale, vitesse de référence,	[m/s]
v	Composante de vitesse axiale,	[m/s]
V	Volume,	[m ³]
z	Coordonnée cylindrique,	[m]

Symboles grecs

ε	Taux de dissipation de la turbulence,	[m ² /s ³]
ε	Émissivité,	[-]
τ	Coefficient de transmission,	[-]
α	Coefficient d'absorption,	[-]
β	Coefficient de dilatation du fluide à pression constante,	[1/K]
μ	Viscosité dynamique,	[kg/m.s]
ν	Viscosité cinématique, $\nu = \mu/\rho$	[m ² /s]
ν_t	Viscosité cinématique turbulente, $\nu_t = \mu_t/\rho$	[m ² /s]
ρ	Masse volumique de l'air,	[kg/m ³]
ϕ	Variable dépendante,	[-]
Γ	Coefficient de diffusion,	[m ² /s]
λ	Conductivité thermique ; longueur d'onde,	[W/m.K] ; [μm]
k	Energie cinétique de la turbulence,	[m ² /s ²]
η_{turb-g}	Efficacité du turbo-générateur,	[-]
Ω	Angle solide,	[sr]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann,	[W/m ² .K ⁴]
w_i	Poids de quadrature angulaire de la i^{eme} direction discrète,	[-]

Abréviation

DOM	Méthode aux ordonnées discrètes,	[-]
-----	--	-----

- ETR Equation de transfert radiatif,..... [-]
- CECS Central électrique à cheminée solaire ou SCPP en anglais (Solarchimney Power Plant),..... [-]
- CS Cheminée Solaire,..... [-]
- CSC Centrale Solaire à Cheminée, [-]
- CCS Centrale à Cheminée Solaire,..... [-]

Nombres adimensionnels

- Ra Nombre de Rayleigh $Ra = Gr \cdot Pr$ Paramètre de convection naturel,..... [-]
- Gr Nombre de Grashof $Gr = \frac{g\beta\Delta TL^3\rho^2}{\mu^2}$,..... [-]
- Pr Nombre de Prandtl $Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$,..... [-]

CHAPITRE 1
INTRODUCTION

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

1.1 Introduction

L'énergie est au cœur des efforts de développement et de réduction de la pauvreté durables. Aucun de tous les objectifs de développement ne peut être atteint sans l'amélioration majeure dans la qualité et la quantité des services énergétiques dans tous les pays. Mais il y a un certain nombre de problèmes liés à l'énergie, en particulier dans les pays en développement [1]. La plus grande partie de l'électricité consommée dans le monde aujourd'hui est produite à partir de ressources fossiles. Cependant, des estimations indiquent qu'au rythme de la consommation actuelle, les réserves de pétrole, de gaz naturel et de charbon vont s'épuiser dans le siècle à venir. Il est donc temps de trouver d'autres sources pour la production de l'électricité. De plus, brûler des ressources fossiles pour produire de l'énergie a un impact considérable sur l'environnement [2].

Les ressources renouvelables sont variées et se présentent sous de nombreuses dimensions et formes ; certaines étant naturellement stockables (comme la biomasse ou les barrages hydroélectriques), d'autres non; comme celles qui transforment les énergies renouvelables, intermittentes, aléatoires et non contrôlables (éolienne et solaire). Or, ce sont précisément celles qui sont les plus prometteuses en termes de potentialité pour l'avenir [3].

Selon les rapports de l'US Energy Information Administration [4, 5,6], environ 11% de la consommation énergétique mondiale est estimée à partir de sources d'énergie renouvelables avec une augmentation prévue de 4% d'ici 2040. L'USEIA signale également qu'environ 21% de la production mondiale d'électricité provenait de sources renouvelables (solaire et éolienne) en 2011, avec un objectif de 25% d'ici 2040 [4]. La figure 1 montre la production nette d'installations à l'échelle industrielle à partir de l'énergie solaire photovoltaïque (PV) et des éoliennes depuis 2006 [4, 5,6].

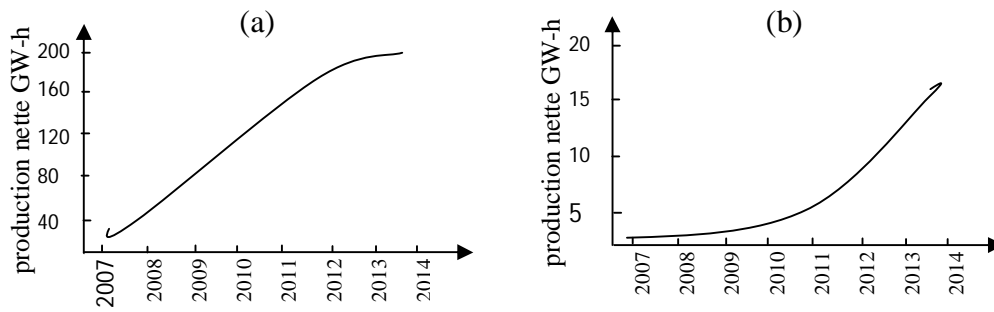


Fig.1: La production nette dans des installations de taille industrielle à partir :
a) photovoltaïque solaire et b) les éoliennes en giga-watt-heure [4, 5,6].

L'énergie solaire est considérée comme la source propre et renouvelable d'énergie pour l'avenir. Elle peut être dérivée directement à travers de nombreuses méthodes comme le module solaire photovoltaïque, le capteur cylindro parabolique et la cheminée solaire. Une tour solaire, appelée également « cheminée solaire », est une centrale à énergie renouvelable, construite de manière à canaliser l'air chauffé par le soleil afin d'actionner des turbines pour produire de l'électricité.

Le principe d'une tour solaire est de chauffer l'air à l'intérieur d'un collecteur solaire de plusieurs kilomètres de diamètre, située à la base de la tour. Cet air chaud s'engouffre dans la grande cheminée de béton, faisant tourner des génératrices à l'intérieur du conduit. Le collecteur solaire peut également être mis à profit pour cultiver la terre ce qui contribuera à une baisse du coût du kWh produit.

Sur le plan physique, le problème fondamental auquel reste confronter les concepteurs est sans doute l'étude de la faisabilité de tel projet dans un site quelconque et par la détermination de son rendement. Dès lors des études d'analyses, de modélisation, de simulation et d'études expérimentales basées sur le prototype de Manzanares sont menées sur le système énergétique de la CS qualifié de complexe. Dans ce système énergétique, différents modèles aérodynamiques, modes d'échange thermique et massique et leur couplage interviennent à fin d'extraire des modèles mathématiques fiables et robustes décrivant les mécanismes intervenant dans son fonctionnement qui combinent plusieurs effets et forces naturels (effet de serre, effet cheminée, effet Venturi, force de Coriolis) en fournissant les différentes grandeurs physiques telles que (les températures, les vitesses et les pressions) [3,7,8].

Une immense serre appelée « collecteur » contient l'air chauffé par le rayonnement solaire et le guide vers une cheminée. Cet air chaud, naturellement aspiré par cette cheminée, est

continûment renouvelé par l'air situé à la périphérie de la serre. L'un des plusieurs méthodes de stockage d'énergie pendant la nuit ; on a le cas des systèmes de stockages d'énergie sous forme de chaleur sensible où la cheminée solaire est équipée des tubes noirs contenant de l'eau qui absorbent la chaleur toute la journée pour la restituer pendant la nuit pour générer un vent régulier qui se met alors en place dans le circuit collecteur-cheminée. L'énergie cinétique de l'air est ensuite prélevée par un système d'éoliennes entraînant des générateurs d'électricité [9,10].

La distribution solaire de rayonnement en immense serre est un facteur important influençant la transpiration et la photosynthèse. Elle dépend fortement de la conception du collecteur solaire, de la capacité radiative de la couverture matérielle et des conditions atmosphériques.

Le climat est un facteur essentiel de l'activité physiologique des plantes. Le rayonnement intervenant de façon prépondérante dans la photosynthèse et la température déterminant en grande partie leur croissance et leur développement. Les collecteurs solaires sont des structures qui permettent de maîtriser l'environnement climatique pour que les plantes soient dans un milieu favorable [11].

L'aération influence directement le transport de chaleur et de masse entre l'environnement extérieur et l'intérieur, elle affecte ainsi fortement le climat qui règne dans le collecteur solaire. Or une distribution hétérogène des variables microclimatiques dans un collecteur solaire engendre elle-même une hétérogénéité de la production, notamment en termes de qualité. L'efficacité de l'aération joue donc un rôle prépondérant dans la production [12].

Le traitement numérique des équations qui sont issues de la thermodynamique, de la mécanique des fluides et de la physique du rayonnement par ordinateur confère au modèle climatique son qualificatif de « numérique ». Les progrès effectués en informatique, notamment les capacités toujours plus importantes des calculateurs, ont considérablement contribué au développement de la modélisation numérique des processus climatiques. La simulation assistée par ordinateur est devenue un outil indispensable dans l'étude du climat dans la cheminée solaire. Elle concourt à nous permettre une claire compréhension des changements climatiques observés. Mais surtout, elle représente le seul moyen rationnel dont nous disposons pour prédire les changements climatiques dans de tel système.

Pour résoudre notre problème physique, on a utilisé l'outil de calcul numérique Fluent 17.1. Ce code de calcul de la dynamique des fluides (CFD) est apte à traiter les équations générales de la mécanique des fluides ainsi que l'équation de conservation de l'énergie. Ce code est également en mesure de décrire les transferts radiatifs au sein de notre domaine de calcul. Ceci permet aussi de faciliter l'étude dans un domaine non régulier, tels que le choix d'un bon maillage, des conditions aux limites et des caractéristiques du fluide.

1.3 Problématique

Les centrales électriques peuvent être utilisées dans les collectivités rurales afin d'y promouvoir la qualité de vie et les activités industrielles en produisant de l'électricité. Cependant, l'absence de faisabilité technico-économique du potentiel de cette technologie en Algérie a conduit à l'adoption d'autres telles que l'énergie solaire photovoltaïque malgré un faible facteur de capacité en raison des heures d'ensoleillement limitées.

La maîtrise du climat et de l'irrigation est d'une importance vitale pour la plupart des plantes cultivées sous collecteur. La seule source de l'énergie reçue à la surface de la Terre et de son atmosphère est le rayonnement électromagnétique émis par le Soleil, essentiellement dans le domaine visible et proche infrarouge. Le collecteur est un moyen de créer un climat plus favorable à la croissance des plantes. Cela est conditionné par la connaissance des différents bilans énergétiques et plus particulièrement le transfert d'énergie rayonnée. Donc la nécessité de la connaissance des phénomènes de transport qui se passent dans un collecteur en présence des cultures, en particulier l'échange radiatif, aide à l'adaptation et à la fiabilité de ces dispositifs pour répondre aux exigences de la plante et du cultivateur.

La modélisation d'une centrale électrique de cheminée solaire (CECS ou SCPP en anglais), est l'objet de cette thèse.

1.4 Les objectifs

De nombreuses études théoriques et expérimentales ont été menées sur des centrales solaires à cheminée dont les objectifs principaux sont l'amélioration de l'efficacité des centrales et la maîtrise des phénomènes qui s'y produisent (transfert de chaleur, le rayonnement, et le stockage thermique) et l'étude des phénomènes qui se produisent aux écosystèmes constitués de cultures sous serre comme le capteur solaire d'une cheminée solaire. Ainsi que l'effet de certains paramètres physiques tels que les conditions météorologiques (rayonnement solaire et température ambiante) sur l'écoulement qui se produit à travers la centrale.

Les principaux objectifs de cette thèse sont les suivants:

- 1- Etudier les différentes possibilités de contrôle de la puissance fournie par la cheminée solaire. L'objectif sera de parvenir à la production d'électricité selon la demande.
- 2- Etudier la faisabilité de l'implantation de CSC dans différentes régions d'Algérie.
- 3- Évaluer l'effet de l'inclusion de la végétation sous le collecteur de la cheminée solaire pour contribuer à la baisse du coût du kWh.

1.5 Structure de thèse

La présentation de cette thèse est articulée de la façon suivante:

Dans le premier chapitre j'ai présenté certaines généralités sur les ressources d'énergie renouvelables et les centrales d'énergie à cheminée solaire.

Le deuxième chapitre explique le principe de la cheminée solaire et les organes principaux intervenant dans son fonctionnement et encore une étude bibliographique sur les travaux théoriques, expérimentaux et numériques réalisés dans le domaine des centrales d'énergie à cheminée solaire.

Dans le chapitre trois nous avons exposé comment formuler notre modèle mathématique choisi, à savoir les équations gouvernantes pour décrire les phénomènes de convection-diffusion sous serres (le capteur de la cheminée solaire) ou on a rappelé les différentes formulations des équations qui décrivent le phénomène de convection, en tenant compte de l'influence de la végétation, ainsi le phénomène de rayonnement. Nous intéressons aux équations de bilan régissant le mouvement moyen du fluide et aux conséquences de la turbulence sur la résolution de ces équations. On s'intéresse aussi à l'interaction entre la convection naturelle et le rayonnement. A la fin de ce chapitre nous avons présenté les méthodes permettant de modéliser les transferts radiatifs, les hypothèses simplificatrices ainsi que les conditions aux limites appropriées de toute la frontière du domaine d'écoulement.

On rassemble dans les chapitres quatre, cinq et six les principaux résultats obtenus à l'aide d'un logiciel de mécanique des fluides ANSYS (Fluent 17.1) et nous comparons nos résultats déduits des simulations avec quelques résultats expérimentaux existants, ainsi que le choix du maillage adéquat. Les interprétations et les analyses des divers résultats de cette étude sont également présentées.

Enfin, une conclusion générale, qui résume les principaux résultats obtenus, est donnée à la fin de la thèse.

CHAPITRE 2
ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

CHAPITRE 2

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

2.1 Introduction

Le concept de la Tour Solaire remonte au début du XX^{ème} siècle. En effet, de nombreux chercheurs ont présenté différents projets de tours solaires:

Le premier est un militaire espagnol, le Colonel Isidoro Cabanyes; en 1903, il proposa un modèle de tour solaire dans une revue espagnole nommée «La Energia electrica». Puis l'une des premières représentations d'une tour solaire a été rédigée en 1931 par un Allemand: Hanns Günth.

En France, le militaire Edgard Nazare, après qu'il ait mesuré scientifiquement les tourbillons de sables du Sahara, déposa à Alger en 1956 un premier brevet sur ce qu'il appelait «la tour à dépression». Ce brevet fut déposé à Paris le 3 août 1964, il s'agissait de générer artificiellement une montée atmosphérique tourbillonnaire dans une sorte de tour en forme de tuyère de Laval. Cependant Nazare est mort à Paris en septembre 1998, sans avoir pu construire la tour de 300 m qui lui tenait à cœur. Le concept de la tour solaire fut formalisé en 1968 par Joorg Schlaich ingénieur et chercheur allemand.

En 1975 l'ingénieur canadien Louis Michaud publia un projet nommé Vortex Power Station: le projet qui est très similaire à celui de Nazare. Il proposait d'amorcer le phénomène tourbillonnaire avec des brûleurs situés à la base de la tour; alors que Nazare pensait que le phénomène pouvait s'amorcer par le simple effet de cheminée.

En 1981 et 1982, un prototype, financé par le Ministère Allemand de la Recherche et des Technologies (BMFT) et réalisé par la société d'ingénierie Schlaich Bergermann et Partner (SBP), à Manzanares (Espagne) et fonctionna jusqu'à son arrêt en 1989 (Fig. 2.1). La centrale a pu fournir une puissance de pic de 50 kW. La turbine a fonctionné 3067h de jour et 244 h de

nuit (grâce au stockage thermique du sol) en 1987, réalisant ainsi une moyenne de plus de 8h45 par jour. A la suite de cette série d'essais, de nombreuses recherches publiques et privées ont été menées jusqu'aujourd'hui. Le bureau d'ingénierie d'OTH baptisé Elioth a breveté, au début de l'année 2006, le concept de Montagnes Solaires. Fondé sur le même principe, la cheminée est ici remplacée par un conduit qui épouse le relief montagneux (Fig. 2.2) [13].



Fig. 2.1: Cheminée solaire installée à Manzanares(Espagne) [40].



Fig. 2.2: Montagnes Solaires, projet Elioth [52].

La tour solaire à effet de cheminée est l'un des projets les plus ambitieux de la planète pour la production d'énergie alternative. C'est une usine d'énergie renouvelable qui pourrait fournir une puissance électrique importante (200 MW) tout en étant sûre et propre. Son principal avantage est qu'elle peut fonctionner sans intermittence en utilisant le rayonnement du soleil le jour et la chaleur que restitue la terre la nuit lorsqu'elle abrite un système de stockage.

2.2 Principe de fonctionnement d'une centrale électrique à cheminée solaire

La centrale à cheminée solaire est constituée de trois éléments essentiels (Fig.2.3), le collecteur (le capteur solaire), la cheminée ou la tour et la turbine. L'air se trouvant au dessous de la couverture transparente (plastique ou verre), qui est chauffé par les rayons solaires grâce à l'effet de serre, s'écoule d'une masse ascendante suivant un circuit constitué par le collecteur et la cheminée. La couverture transparente et le sol au-dessous du couvercle forment le collecteur solaire. Au centre du collecteur est placée une cheminée verticale avec une ouverture à sa base, d'où s'écoulera l'air sortant du collecteur. La tour (cheminée)

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

On peut dire que la cheminée solaire est un moyen de production d'énergie électrique à partir de l'énergie solaire. Elle repose sur l'idée d'utiliser les mouvements de convection naturelle de l'air chauffé par effet de serre par le biais du rayonnement solaire. Une immense serre appelée "collecteur" guide l'air chauffé par le rayonnement solaire vers la base de la cheminée. Cet air chaud, naturellement aspiré par la cheminée, est continûment renouvelé par l'air situé à la périphérie de la serre. Un vent artificiel et régulier se met alors en place grâce aux ballons d'eau, placés au sol, qui absorbent la chaleur la journée pour la restituer la nuit. Son énergie cinétique est ensuite prélevée par un système de turbines et de générateurs pour la convertir en énergie électrique. Cette simplicité confère des avantages majeurs en termes de coûts de construction, de maintenance, de robustesse, de durée de vie et aussi en terme d'accessibilité aux pays en voie de développement [13].

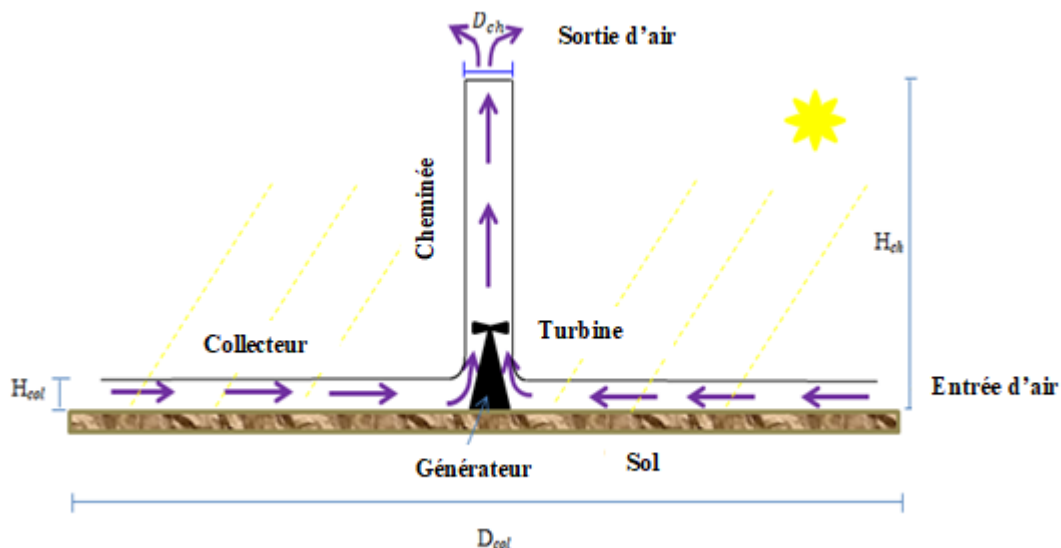


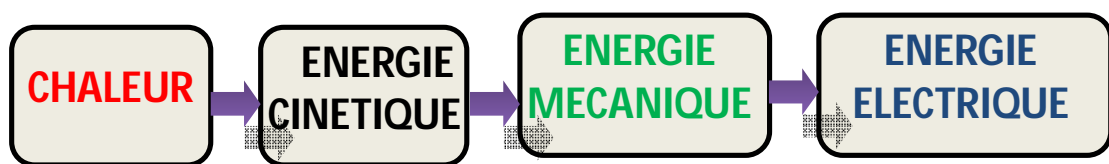
Fig. 2.3: Représentation schématique de la cheminée solaire.

2.3 Description des différentes composantes du système

Les différentes parties d'une tour solaire sont: le collecteur, la turbine et la cheminée [40]:

- ❖ Le collecteur: partie chargée de chauffer l'air entrant dans la tour grâce à l'effet de serre. Elle est composée de vastes plaques de verre soutenues par des tiges très résistantes, car sa hauteur varie entre 2 et 6 m, mais la surface couverte par le collecteur est de plusieurs km². Dans certains projets, il est même possible d'y développer de l'agriculture.
- ❖ La cheminée: c'est la partie la plus imposante de la tour solaire. Elle agit tel un tube de pression. Plus elle est haute, plus la quantité d'énergie produite sera importante : l'air chaud montera de plus en plus rapidement afin d'y rejoindre l'air frais de l'extérieur, en passant par les turbines (effet de convection).
- ❖ La turbine: est située sur le parcours de l'écoulement du fluide. Elle transforme l'énergie cinétique du fluide ascendant en énergie mécanique. Celle-ci sera ensuite transformée en énergie électrique par le biais d'un générateur.

Alors, la production d'énergie électrique passe par différentes étapes et repose sur différents phénomènes physiques. Tout d'abord, le phénomène de convection permet de transformer de l'énergie thermique en énergie cinétique. Une fois transformée, l'énergie cinétique va être convertie en énergie mécanique par l'intermédiaire des turbines. Cette énergie mécanique est transformée enfin en énergie électrique grâce aux alternateurs liés aux turbines.



2.4 Les différents phénomènes intervenants dans la cheminée solaire

Si le projet de tour solaire est si intéressant, c'est parce que les différents phénomènes et réactions physiques qui s'y déroulent sont connus et maîtrisés par l'homme depuis des décennies [40].

- ❖ L'effet Venturi: Le nom de cet effet vient du nom du physicien italien Giovanni Venturi. Ce phénomène se traduit par une accélération des particules gazeuses (dans

ce cas-là, l'air) dû à un rétrécissement de leur zone de circulation. Cela entraîne également une baisse de la pression.

- ❖ L'effet de serre: Le collecteur de la cheminée solaire est en verre ou en plastique qui est transparent au rayonnement de courte longueur d'ondes, mais opaque au rayonnement I.R (de grande longueur d'ondes), permettant ainsi de réaliser un emprisonnement d'une partie des rayons solaires sous le collecteur et chauffé cet air. C'est ce qu'on appelle l'effet de serre.
- ❖ L'effet de convection naturelle: quand l'air est chaud, il s'élève et la pression diminue: il y a une dépression. Au contraire, l'air froid descend, la pression augmente: il y a un anticyclone. Entre deux cellules d'air de pression différentes, un vent se crée et va de l'anticyclone vers la dépression. Les particules chaudes sont plus légères que les particules froides, et cherchent à les atteindre: ces particules se dilatent sous l'effet de la chaleur, et sont ainsi moins denses (donc plus légères).
- ❖ L'effet d'ovalisation: a été rencontré dans la tour solaire grâce à des structures circulaires disposées à intervalles réguliers dans la tour, sinon elle se replierait sur elle-même.
- ❖ Stockage d'énergie: la production d'énergie persiste aussi la nuit. Des cylindres de couleur opaque, remplis d'eau, captent la chaleur durant la journée et la libèrent durant la nuit.

2.5 Le stockage d'énergie

La cheminée solaire fonctionne en présence du rayonnement solaire c'est à dire qu'elle fonctionne pendant le jour. L'absence du rayonnement (la nuit), va créer un arrêt de la cheminée c'est pour cela qu'on utilise le rayonnement du jour pour faire fonctionner la cheminée pendant la nuit par la méthode du stockage d'énergie [44, 45].

On a plusieurs méthodes de stockage d'énergie pendant la nuit et actuellement on utilise les méthodes suivantes [41, 42, 43]:

Le sable se chauffe en absorbant la chaleur du soleil, le flux d'air chaud transmis à la cheminée assure la production d'électricité en faisant tourner la turbine à l'intérieur de la tour [46].

Le sable est chauffé par le soleil pendant la journée et de l'énergie en partie, est stockée, puis la chaleur est libérée pendant la nuit et continue à faire fonctionner la turbine.

Le tour de force de cette installation se situe dans l'air ajouté afin d'intégrer l'énergie éolienne dans le réseau électrique. Cela permet au système de fonctionner en hiver même quand il y a un minimum de soleil. De cette façon, le système peut fonctionner jour et nuit, 365 jours d'une année.

Afin d'optimiser cette production nocturne, nous pouvons placer sous la serre des galets qui ont un pouvoir de stockage de chaleur très important (Figure 2.4). En effet, durant la journée, ces galets sont exposés constamment aux rayons du soleil et donc emmagasinent cette chaleur.

La centrale reste opérationnelle pendant de longues périodes, du fait que, le sol a la capacité d'emmagasiner la chaleur reçue durant le jour et de la libérer suivant le gradient de températures sol-air et les coefficients d'échange thermique. Si on désire augmenter la capacité de stockage, Kreetz [47] propose de fixer des tubes noirs remplis d'eau côte à côte sur la surface du sol au-dessous de la couverture du collecteur (fig. 2.5). Les tubes seront remplis une fois et demeurent fermé de sorte que l'évaporation n'ait pas lieu [2].

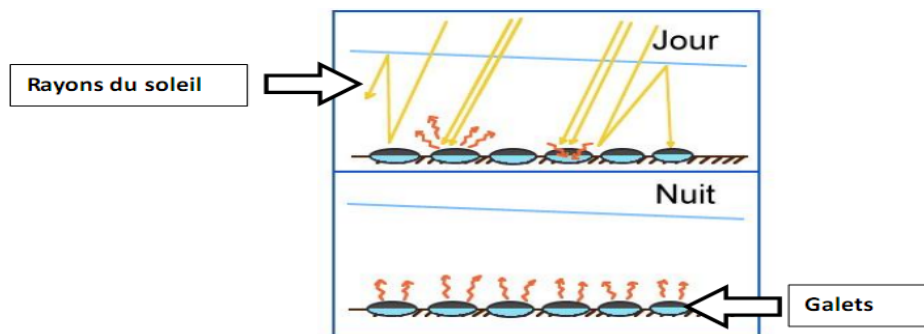


Fig. 2.4: Principe du stockage de chaleur le jour sous la serre utilisant des galets [42].

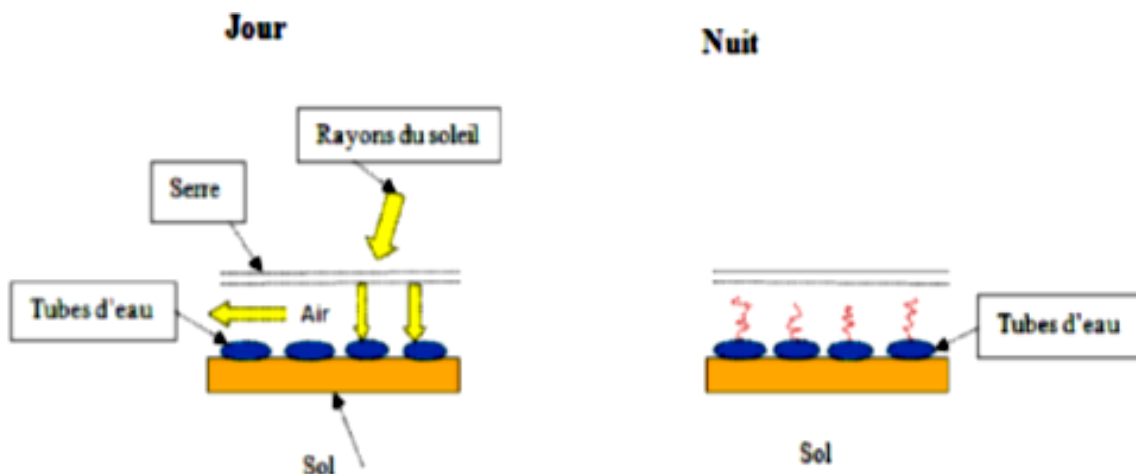


Fig. 2.5 : Principe de stockage de l'énergie thermique avec des tubes remplis d'eau [2].

2.6 Les avantages et les inconvénients d'une cheminée solaire

Nous représentons les avantages et les inconvénients comme suit [40]:

2.6.1 Avantages

La tour solaire possède de multiples avantages pour la production d'énergie future:

- Cette installation est créée pour des zones désertiques dépourvues d'intérêts et moins ventées (pas de possibilité d'aménagement) mais bien ensoleillées.
- Après la construction de la tour, aucun carburant n'est nécessaire à son fonctionnement, donc autonome énergétiquement.
- La production d'énergie électrique est produite jour et nuit.
- La maintenance nécessaire est peu importante et la structure n'a aucun impact écologique.
- L'investissement est faible par rapport au nucléaire. Les 3 matériaux nécessaires à la construction d'une tour solaire sont le béton, le verre et l'acier, disponibles en grande quantité partout.
- L'énergie produite peut être moins chère.
- Des plantations peuvent être créées sous le collecteur.
- Plus de sécurité par rapport au nucléaire surtout à l'heure actuelle.

2.6.2 Inconvénients

La tour solaire possède aussi des inconvénients:

- Elle ne peut pas concurrencer le nucléaire en termes de puissance. (7 fois moins puissante qu'un réacteur nucléaire, pour les plus grandes tours, soit 200MW contre 1500MW).
- Impact visuel négatif (certains y voient une dégradation du paysage).
- L'espace demandé pour la construction est très important (plusieurs dizaines de km²) et elle doit être exposée suffisamment aux rayons du soleil toute l'année, avec une température ambiante supérieure à 25°C pour assurer un bon rendement.
- Lors de la construction, cette structure massive nécessite beaucoup d'expertise en ingénierie.

2.7 Projets de centrale solaire a cheminée

2.7.1 Le prototype de Manzanares (Espagne) [9]

Une tour expérimentale a été construite en 1982 par le bureau d'étude allemand Schlaich Bergemann & Partners. Elle était composée d'une cheminée cylindrique de 195 m de haut, de 10 m de diamètre, au centre d'un collecteur solaire circulaire de 250 m de diamètre (6000 m² de vitrages à 2 m au-dessus du sol) et permettant de chauffer l'air (fig. 2.6). Sa puissance était de 50 kW pour un fonctionnement d'environ 9 heures par jour et a fonctionné jusqu'en 1989. Elle fut arrêtée en raison d'un coût du kilowattheure, cinq fois plus élevé qu'une centrale thermique classique. À ce jour, la tour solaire de Manzanares en Espagne est la seule réalisation connue.



Fig. 2.6 : Photos de prototype de cheminée solaire installée à Manzanares (Espagne) [48].

✓ **Spécifications du projet**

Hauteur de la cheminée	194.6 m
Rayon de la tour	5.08 m
Rayon moyen de collecteur	122 m
Hauteur moyenne de toit	1.85 m
Vitesse de l'air dans la cheminée	12 m/s (43 km/h)
Nombre de turbine	1
Température de l'air chauffé dans la cheminée	50 °C
Différence de température dans le collecteur	$\Delta T = 20^\circ \text{C}$
Puissance électrique produite	50 kilowatts
Collecteur couvert de membranes en plastique	40.000 m ²
Collecteur couvert de verre	6.000 m ²

2.7.2 Le projet de Buronga (Mildura en Australie) [49]

Un projet de tour solaire, appelé « Projet de Buronga », prévu en 2002 pour 2006, a été développé en Australie par la société EnviroMission en collaboration avec le bureau d'ingénierie civile allemand SBP (Schlaich, Bergemann and Partner). La cheminée ferait 1000 mètres de hauteur et 70 mètres de diamètre (fig.2.7). La centrale fournirait 200 mégawatts de puissance électrique, de quoi approvisionner en électricité environ 200 000 logements. Il s'agit d'un des projets les plus ambitieux de la planète pour la production d'énergie renouvelable sûre et propre sachant que les centrales solaires existantes ou en projet sont plutôt de l'ordre de 10 MW, soit 20 fois moins.

L'énergie produite reste largement inférieure à celle d'un réacteur moderne (généralement 1500MW par réacteur, soit encore 7 fois plus). La température de l'air à l'intérieur de la tour serait de 70°C, la vitesse atteindrait 15 m/s et le projet disposerait de 32 turbines. Le seul inconvénient, encore, est l'investissement de départ qui est d'environ 400 millions d'euros. Mais, ici également, des alternatives sont trouvées pour améliorer la rentabilité du système (tourisme, location de la serre pour la culture de fruits et légumes). Néanmoins il semble, à présent, peu probable que le Projet de Buronga se réalise. La valeur marchande de l'action de l'entreprise à l'Australian Securities Exchange (ASX) est 0,05\$ depuis plus d'un an, selon

le site officiel d'EnviroMission. Les travaux, prévus pour 2010 n'ont pas commencé et l'entreprise est apparemment toujours à la recherche d'investisseurs.



Fig. 2.7 : Projet de centrale solaire à cheminée de Buronga(Australie) [2].

✓ Spécifications du projet

Hauteur de la cheminée	1000 m, matériaux composites.
Diamètre de collecteur	7 km, soit 38,5 km ² de verre et de plastique.
Hauteur moyenne de la couverture	1.85 m
Température d'air chauffé	70 °C
Vitesse de l'air dans la cheminée	15 m/s (54 km/h)
Nombre de turbine	32
Puissance électrique produite	200 Mégawatts

2.7.3 Le projet Espagnol [50]

Un projet aussi ambitieux en Espagne prévoit l'installation d'une tour solaire de 750 mètres (fig.2.8), dans la localité de Fuente el Fresno, un village de la Province de Ciudad Real et les travaux devraient être menés en collaboration avec les entreprises espagnoles Campo3 et Imasa, et la compagnie allemande Schlaich Bergermann.

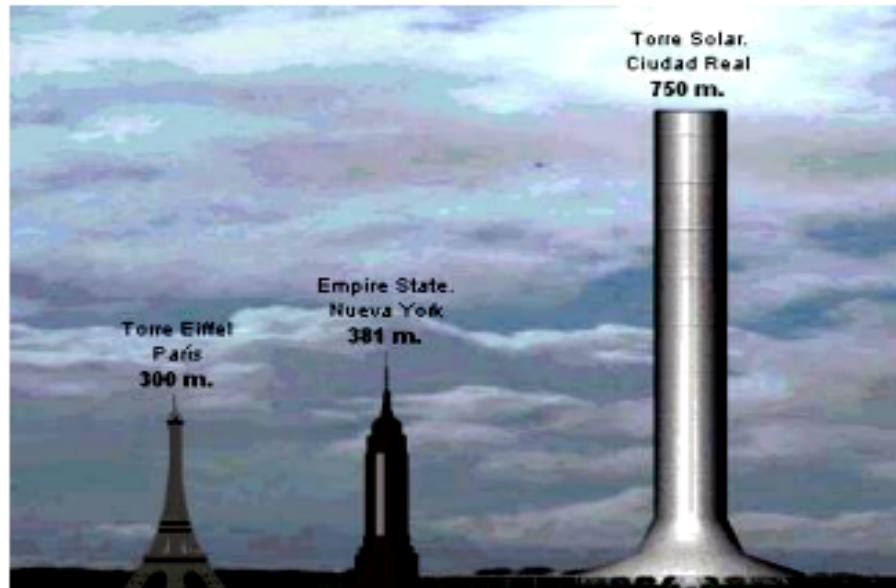


Fig. 2.8 : Projet de centrale solaire à cheminée de Ciudad Real(Espagnol) [50].

✓ Spécifications du projet

- Une cheminée de 750 mètres de hauteur serait la plus haute de ce genre.
- Un collecteur de 3 km de diamètre, couvrant 350 hectares dont 250 hectares pourraient être utilisés pour la culture de légumes sous serre.
- La vitesse de l'air à l'intérieur de la cheminée serait de 12 m/s.
- Elle devrait produire de l'électricité d'environ 40 Mégawatts (soit la demande en électricité d'environ 120 000 personnes).
- Le seul inconvénient de ces projets est le prix du kilowattheure qui est très élevé (d'environ 240 millions d'euros). Pour pallier à cet inconvénient primordial, des alternatives ont été trouvées. Ainsi, l'installation d'équipements de télécommunication, au sommet de la tour, et de surveillance contre les incendies sont envisagés et la serre au pied de la cheminée sera utilisée à la production de fruits et légumes.
- Coût du projet : 240 millions d'euros, que les partenaires espéraient réunir en 2007.

2.7.4 Le projet Namibien [40]

À la mi-2008, le gouvernement Namibien a approuvé une proposition pour la construction d'une cheminée solaire de 400 MW appelée «Greentower». La tour prévue est de 1,5 km de haut et 280 m de diamètre (fig.2.9). La superficie du collecteur sera de 37 km² où les cultures commerciales peuvent être cultivées. Une société sud-africaine de propriété intellectuelle Hahn & Hahn a annoncé qu'elle prévoyait la construction à un coût total prévu de 1 milliard

\$, dans le cadre des efforts pour combler le déficit de l'approvisionnement en électricité dans ce pays. Cette tour solaire va fonctionner en générant un courant d'air ascendant aux turbines d'entraînement, produisant ainsi 400 MW d'électricité.

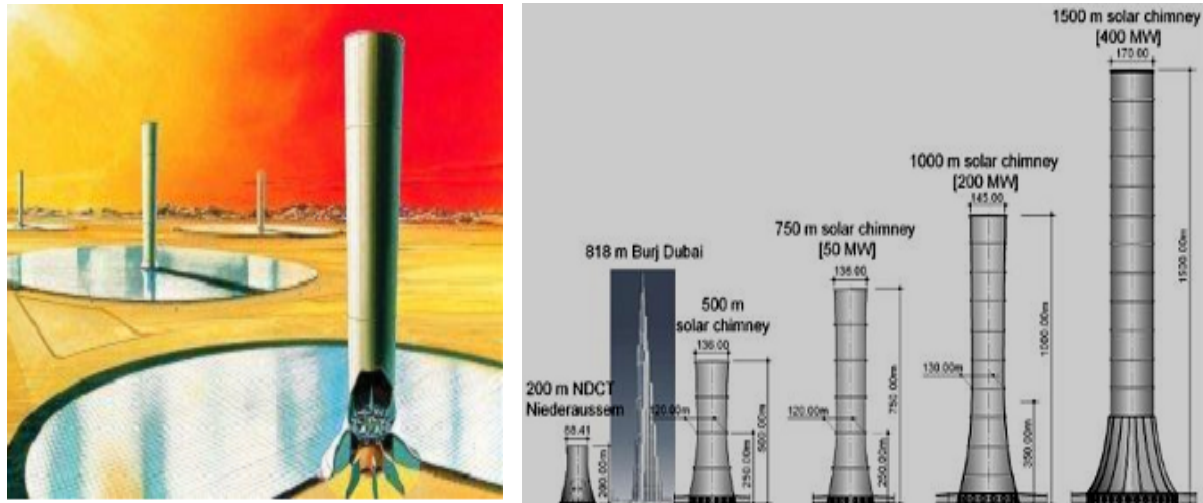


Fig. 2.9 : Projet de centrale solaire à cheminée Namibienne [42].

2.7.5 Le projet Chinois (Jinshawan) [40]

Une Cheminée Solaire de 27.5 MW sera construite en Chine (à Jinshawan, Wuhai, Mongolie). Elle est Financée par une entreprise locale en Mongolie intérieure avec 1,38 milliards de yuans (160 millions d'euros). La capacité totale planifiée jusqu'en Décembre 2013 par ce projet est de 27,5 MW, représentant un total de 2.780.000 m² de désert occupé par des serres servant de collecteur.

Les travaux seront effectués en trois phases :

- ❖ **La première phase** du projet a déjà été achevée entre Mai 2009 et Décembre 2010 et a permis l'édification d'un prototype de cheminée solaire de 200 kW de démonstration qui occupe 40 000 m² de surface de désert, tour ou cheminée de 53 m de haut et de 18 m de diamètre, représentant une dépense de 1 million de Yuans;
- ❖ **La deuxième phase** du projet débutée en Février 2011 et a duré jusqu'en Décembre 2011, afin de réaliser la construction d'une usine électrique à base de cheminée solaire de 2,2 MW. Ce système de démonstration occupe 220.000 m² de désert et l'investissement qui était prévu est de 110 millions de Yuans;
- ❖ **La troisième phase** du projet est effectuée entre Janvier 2012 et Décembre 2013, pour permettre la construction d'une centrale à cheminée solaire de 25,1 MW, avec une

serre collecteur occupant une région désertique de 2.51 million m², l'investissement prévu est de 1.26 milliard yuans (1,2 milliards de Yuans Chinois).

2.7.6 Le projet d'Arizona [48, 51]

En 2001, une entreprise appelée EnviroMission a annoncé qu'elle prévu de construire une cheminée solaire de 200 mégawatts au sud-ouest d'Australie qui pourrait générer 4000 fois plus de puissance que celle construite à Manzanares en Espagne. La firme australienne travaille avec des consultants allemands Schlaich Bergermann. Mais pour obtenir ça sorte de pouvoir, EnviroMission doit construire une cheminée solaire (voir figure 2.10) de 130 mètres de diamètre et 1000 mètres de hauteur, qui est plus de 11 fois la hauteur de la statue de la liberté et presque deux fois plus grande que la tour du Canadien National (CN) à Toronto. L'environnement (le désert de l'Arizona) devrait battre un record du monde pour sa cheminée solaire pour devenir une réalité. Aussi, pour créer assez d'air chaud circulant à travers cette cheminée, il sera nécessaire d'un collecteur solaire à vitre de 35 Km², à peu près équivalent à 5000 terrains de football de la National Football League (NFL). Le projet devrait coûter près de 1 milliard de dollars.

La tour de 1000 m sera construite en béton armé et renforcé par des supports métalliques horizontaux pouvant également servir de plates-formes. La température de l'air sous le toit du capteur sera environ 30 °C et la vitesse du vent sera d'environ 8.88 m/s. L'énergie sera extraite de ce flux en utilisant 32 turbines à axe horizontal placées dans la zone de transition. Les turbines seront volontairement construites à partir de matériaux en alliage léger, avec 10 lames couplées à des générateurs synchrones. Les turbines recevront de l'air à environ 60 °C à 70 °C.

La Southern California Public Power Authority (SCPPA) a déjà accepté d'acheter de l'électricité produite par la tour d'EnviroMission pendant les 30 prochaines années. L'avantage majeur d'après les concepteurs repose sur une génération d'énergie en continu pendant 80 ans, sans avoir pratiquement besoin d'entretien.

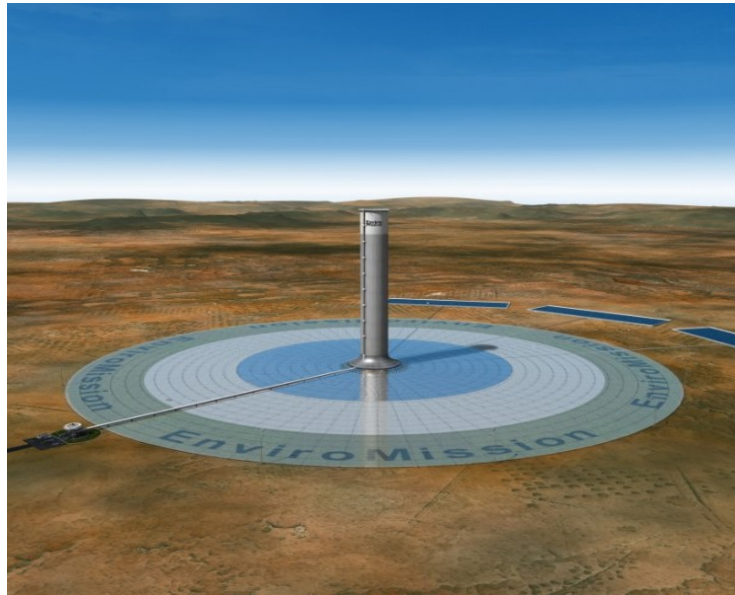


Fig. 2.10 : Projet de centrale solaire à cheminée d'EnviroMission en Arizona [51].

2.7.7 Montagnes solaires : du français Raphaël Menard - groupe OTH

Le projet ELIOTH, est un système de tour solaire inclinée épousant la forme des montagnes permettant son intégration dans le paysage naturel. La surface du globe fournit des appuis naturels grâce au relief, puisque, monter à 1000 ou 3000 mètres ne représente plus un exploit technique majeur, dans la mesure où le conduit de la cheminée épouse le relief et prend appui régulièrement sur le sol [52].

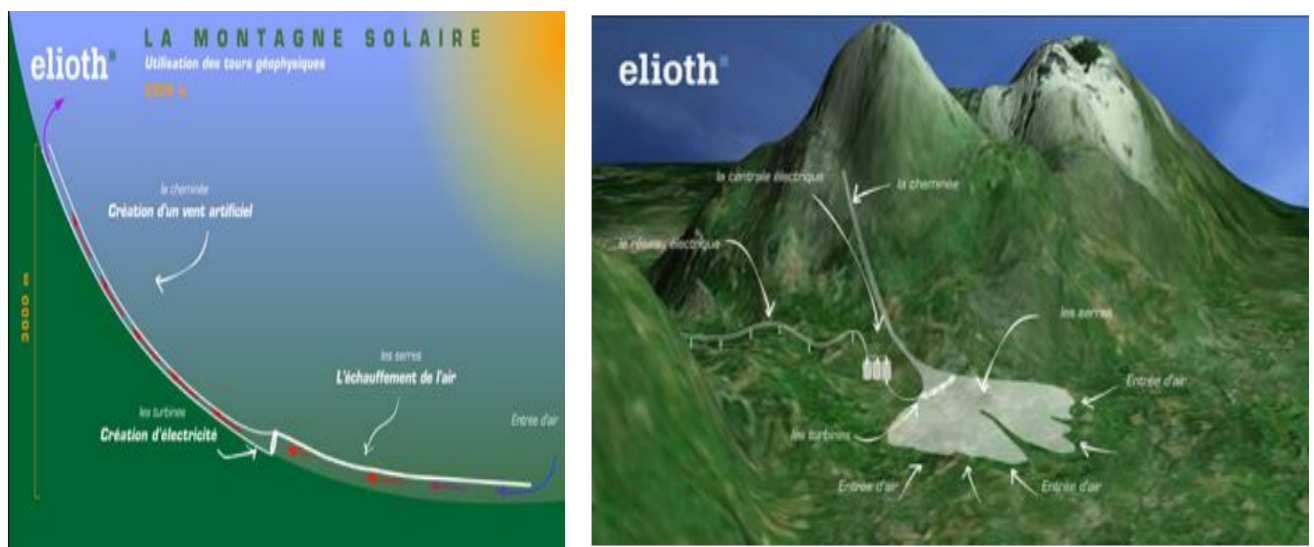


Fig. 2.11 : Montagnes Solaires, projet ELIOTH [52].

Ce projet s'inspire de l'invention de 1926 de l'ingénieur Français Bernard DUBOS.

La société Elioth vise les 500 MW. C'est à dire l'équivalent d'une centrale nucléaire, pour un coût de construction pouvant être inférieur à 1€ par watt installé. Ce projet vise à utiliser les dénivellations naturelles des montagnes pour canaliser la chaleur du soleil à centrale de production d'électricité écologique. L'innovation du projet Elioth est aussi sa modestie, car le jour où l'humanité disposera d'une source d'énergie efficace et propre, les montagnes solaires seront démontées très facilement, ne généreront pas de cicatrices sur le paysage grâce à leur mode constructif et se recycleront très facilement [53].

2.7.8 Cheminées solaires « flottantes » du Grec Christos Papageorgiou

L'idée est de diminuer le coût de construction d'une tour solaire classique, à l'aide d'une structure plus légère que l'air, gonflée par exemple à l'hélium. Une partie fixe et lourde au sol permet son inclinaison, la partie montante et légère étant constituée de « boudins gonflés » [54].

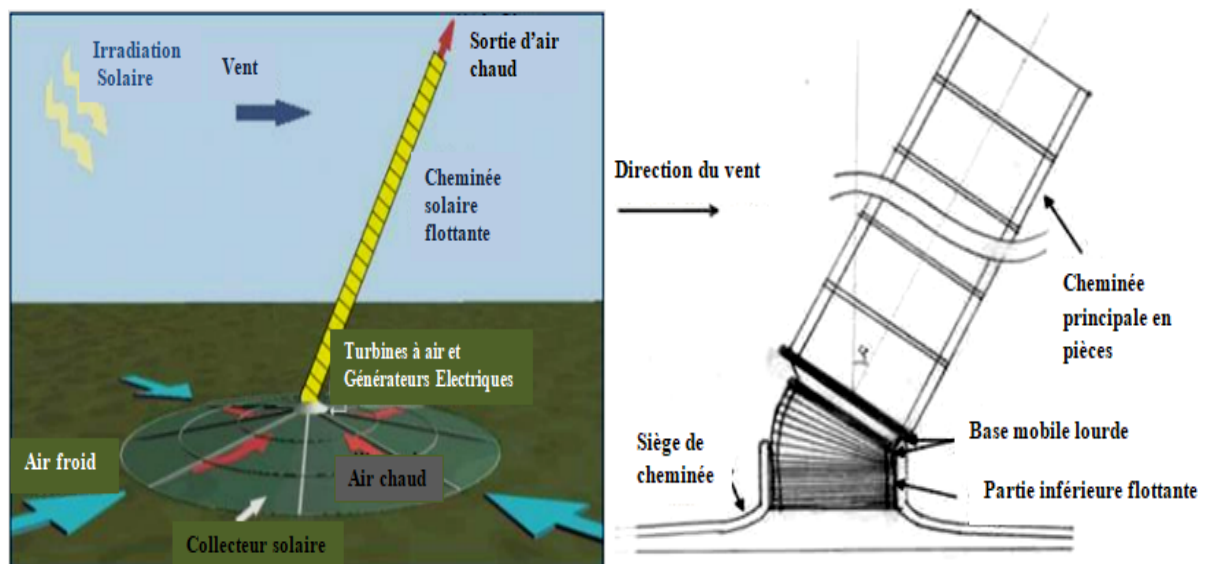


Fig. 2.12 : Cheminée solaire « flottante » exposée au vent [54].

Le projet de tour solaire de cet inventeur Grec est appelée « flottante », mais en fait il s'agit d'une structure souple et flexible fixée au sol dans un désert « sec ».

2.8 Les travaux réalisés dans les centrales solaires à cheminée

Nous allons présenter ici un nombre non exhaustif de travaux réalisés dans les centrales d'énergie à cheminée solaire, qui visent à améliorer leurs performances et à bien contrôler les phénomènes qui s'y produisent.

Un prototype fut construit à Manzanares (Espagne) en 1981 et 1982 et fonctionna jusqu'à son arrêt en 1989 [13,14]. Les tests effectués ont montré que l'installation fonctionne de manière fiable et donc que le concept est techniquement viable [14,15].

Le bilan énergétique, les critères de conception et l'analyse des coûts ont été discutés dans les travaux de Haaf et al. [14]. Depuis lors, aucune centrale solaire à cheminée n'a été construite mais de nombreuses études théoriques et numériques ont été réalisées par de nombreux chercheurs.

Basé sur les données du prototype de Manzanares, Padki & Sherif, [16] ont conduit une recherche sur la viabilité de produire de l'électricité par les cheminées solaires à moyenne et à grande échelle. Pour décrire la performance de la cheminée, les équations différentielles gouvernantes ont été dérivées et développées, et une étude de faisabilité a été réalisée.

Padki & Sherif [17,18] ont discuté les effets des paramètres géométriques et d'exploitation sur les performances énergétiques de la cheminée. Ils ont proposé un modèle analytique simple pour la prédiction des performances d'une cheminée solaire, faites à base de la résolution d'un modèle mathématique composé des équations de continuité, de conservation de mouvement et d'énergie, régissant l'écoulement unidimensionnel de l'air chaud dans la cheminée solaire.

Pasumarthi & Sherif [19] ont construit un prototype de cheminée solaire à petite échelle pour étudier l'effet de différents paramètres géométriques sur la température de l'air, la vitesse de l'air et la puissance de la cheminée solaire.

Gannon & Von Backström [20] ont proposé une conception d'une turbine pour une centrale de cheminée solaire à grande échelle. Ils ont employé une méthode de conception en trois étapes et un procédé d'analyse de vortex libre afin de déterminer les principales dimensions de la turbine. En outre, une étude expérimentale de conception d'une CSC a été réalisée par Gannon & Von Backström [21, 22].

Kirstein & Von Backström [23,24] ont présenté des études concernant le coefficient de perte de pression dans la section de transition entre la turbine et la cheminée en utilisant un modèle expérimental réduit et un code commercial CFD. Le très bon accord entre les expériences et les simulations permet des prédictions pour une géométrie proposée à grande échelle.

Von Backström & Fluri [25] ont présenté une étude qui confirme la validité et l'applicabilité de l'hypothèse qui consiste à supposer que la puissance d'écoulement devient maximale lorsque le rapport de la chute de pression à travers la turbine par rapport au potentiel de pression (différence de pression disponible à travers le système) est de $2/3$. Ils ont également conclu que la puissance d'écoulement est maximale pour un débit assez faible et une chute de pression à travers la turbine plus élevée.

Pretorius [26] a effectué des études approfondies sur les flux d'air et de transfert de chaleur dans les CSC de grande échelle. Il a montré, suite à une étude numérique, que la puissance développée est fonction de la hauteur intérieure de la toiture du collecteur et de sa forme.

Ming, et al. [27] ont poursuivi leurs travaux pour effectuer des simulations numériques et analyser les caractéristiques de transfert de chaleur et l'écoulement d'air dans le circuit de la centrale de la cheminée solaire avec un stockage d'énergie au niveau du sol.

Une étude effectuée par Chergui et al. [28] est basée sur la modélisation du transfert thermique et de l'écoulement d'air dans les CSC avec comme hypothèse d'un écoulement laminaire en convection naturelle. Le modèle a été résolu par la méthode des volumes finis ce qui leur a permis de déterminer le champ des vitesses et des températures.

Von Backström & Gannon [29] ont présenté des équations analytiques concernant l'écoulement dans la turbine, le coefficient de charge et le degré de réaction, afin d'exprimer l'influence de chaque coefficient sur le rendement de la turbine.

Tingzhen, et al. [30] ont effectué des simulations numériques sur la cheminée solaire couplée avec une turbine. Le modèle a été validé avec les mesures du prototype espagnol, obtenant une puissance maximale supérieure à 50 kW. Par la suite, les auteurs ont présenté la conception et la simulation d'un système de centrale à cheminée solaire avec une turbine à 5 pales. Les résultats des simulations numériques montrent que la puissance et le rendement de

la turbine se chiffrent à 10 MW et 50%, respectivement, ce qui présente une référence pour la conception d'une CSC à grande échelle.

Chergui & al. [31], dans leur étude, ont mis en relief l'importance du gisement solaire, disponible dans le sud Algérien notamment la région d'Adrar, sur le rendement d'une CSC.

Chergui & al. [32], dans l'étude des caractéristiques de l'écoulement de l'air dans une centrale solaire à cheminée, ont déterminé le champ de vitesse et la distribution de la température par la résolution des équations conservatrices qui régissent l'écoulement, en utilisant la méthode des volumes finis. Ils ont étudié aussi, l'effet du régime de l'écoulement sur l'analyse des performances des CSC.

Atit &Tawit [33] ont réalisé une étude de comparaison des performances des centrales solaires à cheminée en utilisant cinq modèles théoriques simples, proposés dans la littérature. Les paramètres utilisés dans l'étude étaient les différents paramètres géométriques, la végétation et l'insolation.

Larbi et al. [34], dans leur travail, ont procédé à une analyse des performances d'une centrale à cheminée solaire (CCS) installée dans le sud-ouest algérien. L'installation peut développer une puissance de 140 à 200 kW sur un site comme Adrar au cours de l'année, selon une estimation faite sur la moyenne mensuelle de l'ensoleillement. Chergui et al. [28] ont présenté une étude qui consiste en une modélisation d'un écoulement de fluide dans une CCS en régime laminaire et sous la convection naturelle, selon certains paramètres dominants.

En 2010, Hamdan [35] a utilisé un modèle développé pour modéliser et étudier la possibilité de CSC pour le climat des Emirats Arabes Unis. Pour prévoir les performances de CSC, une équation de Bernoulli simplifiée couplée à une équation statique de gaz idéal et de fluide a été appliquée et résolue en utilisant le solveur EES. Ils ont signalé qu'une CSC avec un diamètre de toit de collecteur de 1000 m et une hauteur de cheminée de 500 m générerait une puissance minimale de 8 MW.

Atit &Tawit [36], dans cette étude, ont modélisé théoriquement le capteur solaire, la cheminée et la turbine. Le modèle est utilisé pour prédire les caractéristiques des performances de grandes centrales solaires à cheminée montrant ainsi la taille de la centrale, le facteur de perte de charge au niveau de la turbine et le flux solaire sont des paramètres importants pour l'amélioration des performances de cette dernière. En outre, l'étude propose,

pour répondre à la demande d'électricité d'un village typique en Thaïlande, une centrale dotée d'un collecteur de 200m de rayon et d'une cheminée de 400 m de hauteur. En outre, il est montré que le rapport optimal entre la pression d'aspiration de la turbine et la pression d'entraînement disponible pour l'installation proposée est d'environ 0.84.

Gholamalizadeh & al. [37] ont présenté une analyse complète, analytique et numérique, pour prédire la performance d'une centrale solaire à cheminée à Kerman, Iran. L'influence de l'altitude du site sur le potentiel des centrales solaires à cheminée a été aussi considérée dans cette étude.

Gholamalizadeh & Kim [38] ont étudié un cas tridimensionnel en régime instationnaire avec un modèle de turbulence RNG k- ϵ , élaboré à l'aide d'un code de calcul de dynamique des fluides (CFD). Dans leur étude, pour résoudre l'équation de transfert radiatif, le modèle de rayonnement à ordonnées discrètes (DO) a été mis en œuvre en utilisant un modèle de rayonnement à deux bandes. Des simulations ont été effectuées pour un système avec des paramètres géométriques identiques à ceux de la centrale Manzanares. Sur la base des résultats numériques, le profil de température au niveau de la surface du sol, le rendement du capteur thermique et la puissance ont été validés par comparaison avec des données expérimentales du prototype. L'analyse a montré que la simulation de l'effet de serre a un rôle important pour prédire avec précision les caractéristiques de l'écoulement et le transfert de chaleur dans les systèmes de centrale solaire à cheminée.

En 2017, Rayan Rabehi et al. [39] ont étudié quatre sites en Algérie (Constantine, Ouargla, Adrar et Tamanrasset) ont été considérés comme des études de cas pour décrire en détail le mécanisme CSC. La simulation numérique d'une CSC qui a les mêmes dimensions géométriques a été effectuée pour estimer la puissance de sortie de CSC dans ces régions. En utilisant le logiciel CFD FLUENT, ils ont simulé un modèle axisymétrique bidimensionnel d'une CSC avec le modèle de turbulence k- ϵ standard. Les résultats de la simulation montrent que la production d'énergie la plus élevée a produit une valeur moyenne mensuelle de 68 à 73 kW au cours de l'année et la puissance horaire la plus élevée produite en juin est d'environ 109 à 113 kW.

CHAPITRE 3
MODELE MATHEMATIQUE

CHAPITRE 3

MODELE MATHEMATIQUE

3.1 Introduction

La modélisation des écoulements des fluides consiste en la déterminer en tout point du domaine d'étude et à tout instant les grandeurs caractéristiques du fluide considéré (le fluide utilisé dans notre étude c'est de l'air), soit :

- Sa pression;
- Sa température;
- Le vecteur vitesse.

Dans ce qui suit, on formulera notre modèle physique, les hypothèses simplificatrices ainsi que les conditions initiales et aux limites appropriées de toute la frontière du domaine d'écoulement.

3.2 Equations gouvernantes

3.2.1 Equations en régime laminaire

On dit qu'un écoulement est laminaire lorsque les lignes de courant ont un aspect régulier et ordonné. Les différentes couches du fluide glissent alors les unes sur les autres sans échanger de matière. Ce sont les plus faciles à étudier car l'exploitation des symétries permet de prévoir l'orientation du champ de vitesse [55].

3.2.1.1 Equations générales

Les phénomènes d'écoulements sont gouvernés par les équations de base, telles que l'équation de conservation de masse (la continuité); de la quantité de mouvement et d'énergie.

Pour écrire les différentes équations, on définit certaines hypothèses de base :

- Milieu continu et isotrope;
- Pas de source ou puits de matière.

Les équations sont les suivantes:

Equation de continuité:

L'équation de la loi de conservation de la masse pour un volume de contrôle matériel s'exprime mathématiquement sous la forme suivante:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.1)$$

Où : ρ est la masse volumique et \vec{V} est le vecteur vitesse du fluide.

Equation de quantité de mouvement :

Le taux de variation de quantité de mouvement contenu dans le volume de contrôle est égal à la somme de toutes les forces extérieures qui lui sont appliquées. L'équation de conservation de la quantité de mouvement s'écrit sous la forme suivante:

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \text{grad}) \vec{V} = -\frac{1}{\rho} \text{grad} p + \nu \Delta \vec{V} + \vec{F}_i \quad (3.2)$$

Où : \vec{F}_i est une force par unité de volume et ν est la viscosité cinématique du fluide.

Couplage de l'équation d'énergie (couplage des transferts convectifs & radiatif)

La variation d'énergie interne d'un élément de volume (fluide/solide), est la somme de la variation due à la conduction et à la convection, de la production d'une source interne de chaleur, de la variation d'énergie due à l'effet de compressibilité, et de l'énergie de dissipation visqueuse auxquelles s'ajoute la contribution par rayonnement à travers la matière translucide de cet élément de volume. En revanche, comparativement au stockage de l'énergie interne, le stockage de cette énergie rayonnante sous forme de photons dans l'élément de volume est couramment négligé [56]. Ainsi aucune modification n'est apportée sur le terme transitoire de l'équation d'énergie dû à la présence d'un champ radiatif.

Dans le cas des transferts de chaleur par conduction, la contribution nette sur le bilan énergétique (équation de conservation d'énergie) est prise en compte à travers la divergence du vecteur du flux conductif \vec{q}_{cd} (Wm^{-2}), soit :

$$-\nabla \cdot \vec{q}_{cd} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) \quad (3.3)$$

De la même manière, la contribution nette du rayonnement par unité de volume sur le bilan énergétique peut être exprimée par la divergence du vecteur du flux radiatif total \vec{q}_r (Wm^{-2}) transcrit par un signe «-», soit: $-\nabla \cdot \vec{q}_r$. Ainsi, nous soustrayons le terme \vec{q}_r du terme $\lambda \nabla T$ dans l'équation d'énergie pour un fluide translucide afin de tenir compte de la convection et du rayonnement comme suit [12]:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{V} \nabla T \right) = \text{div}(\lambda \nabla T - \vec{q}_r) + T\beta \left(\frac{\partial p}{\partial t} + \vec{V} \nabla p \right) + q + \mu\phi \quad (3.3-1)$$

Avec :

- $\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{V} \nabla T \right)$: La variation totale d'énergie;
- $\text{div}(\lambda \nabla T)$: La variation d'énergie par conduction;
- q : Puissance volumique dissipée;
- $T\beta \left(\frac{\partial p}{\partial t} + \vec{V} \nabla p \right)$: La variation d'énergie due à la compressibilité;
- $\mu\phi$: La dissipation irréversible due au frottement visqueux;
- Les coefficients c_p , λ et β sont respectivement, la capacité calorifique, la conductivité thermique et le coefficient de dilatation isobare du fluide.
- L'obtention de la distribution de température dans le milieu (fluide / solide), nécessite la résolution de cette dernière équation en température. Une expression en luminance du terme source radiatif $-\nabla \cdot \vec{q}_r$ est cependant nécessaire. Nous relierons dans un premier temps, le vecteur du flux radiatifs \vec{q}_r à la luminance *monochromatique bidirectionnelle* (une direction incidente et une direction de réflexion) ou *hémisphérique* $L_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$ (une grandeur intégrée sur l'angle solide $\Omega = 2\pi$) dans l'équation des transferts radiatifs. La contribution nette du rayonnement par unité de volume sur le bilan énergétique peut être exprimée par la divergence du vecteur du flux radiatif total \vec{q}_r [12]:

$$q_{r,\lambda}(\vec{r}) = \int_{\Omega=0}^{4\pi} L_{\lambda}(\vec{r}, \vec{s}) \cdot \vec{s} d\Omega \quad (3.3-2)$$

Il est nécessaire de déterminer la distribution de la luminance $L_{\lambda}(\vec{r}, \vec{s})$ dans le domaine de calcul, cela nécessite la résolution de l'équation de transfert radiatif.

Equation de transfert radiatif (ETR)

Pour simuler l'énergie liée au rayonnement dans le bilan thermique de chaque élément du système serre (*i.e.* paroi, sol...), on résout en plus l'Equation de Transfert Radiatif [12].

La variation totale de la luminance traversant normalement un milieu semi transparent d'épaisseur dS autour de la position \vec{r} dans la direction \vec{s} . Elle est obtenue en sommant les termes liés à chacun des trois phénomènes rencontrés en rayonnement que nous avons définis dans l'Annexe A (absorption, émission et diffusion) :

$$dL_{\lambda}(\vec{r}, \vec{s}) = dL_{\lambda,a}(\vec{r}, \vec{s}) + dL_{\lambda,e}(\vec{r}, \vec{s}) + dL_{\lambda,d}(\vec{r}, \vec{s}) \quad (3.3-3)$$

En remplaçant ces termes par leurs expressions (A.6), (A.7), (A.9) et (A.11) dans l'équation (3.3-3) et en divisant par dS , on obtient **l'équation de transfert radiatif** (l'équation de la variation de la luminance), dénommée aussi ETR sous sa forme différentielle :

$$\underbrace{\frac{dL_{\lambda}(\vec{r}, \vec{s})}{ds}}_A + \underbrace{(k_{\lambda} + \sigma_{\lambda,d})L_{\lambda}(\vec{r}, \vec{s})}_{B} = \underbrace{k_{\lambda}n^2L_{\lambda,0}(\vec{r})}_{C} + \underbrace{\frac{\sigma_{\lambda,d}}{4\pi} \int_0^{4\pi} L_{\lambda}(\vec{r}, \vec{s}') \Phi_{\lambda}(\vec{s}', \vec{s}) d\Omega'}_D \quad (3.3-4)$$

Avec :

- A: représente la variation de la luminance à la traversée de l'élément d'épaisseur dS ;
- B: correspond à l'atténuation du rayonnement (pertes) par diffusion sortante (out-scattering) et absorption;
- C: correspond à un gain pour la luminance par émission (émission propre) à la traversée de l'élément d'épaisseur dS avec un coefficient de réfraction $n \geq 1$ (v vitesse de la lumière dans le milieu d'indice de réfraction n inférieur ou égale c vitesse de la lumière dans le vide donc : $n = c/v$ alors $n \geq 1$ c'est l'indice de réfraction d'un milieu transparent) ;

D: correspond à un gain pour la luminance par diffusion des luminances provenant des directions \vec{s}' qui sont déviées dans la direction \vec{s} (renforcement par diffusion).

La résolution de l'ETR sera apparente dans le terme source de l'équation d'énergie.

✓ **Conditions aux limites de rayonnement**

Afin de résoudre l'équation de transfert radiatifs et ainsi de caractériser les échanges d'énergie par rayonnement, il est nécessaire de poser les conditions aux limites d'un élément de surface dS d'une paroi solide localement plane, opaque limitant le domaine de milieu semi-transparent.

Considérons un point $P(\vec{r}_w)$ à la surface de cette paroi, nous noterons $L_{\lambda,0}(\vec{r}_w)$ la luminance noire de la surface obtenue à la température T_w , de facteur d'émission (émissivité) monochromatique directionnelle ϵ_λ . On définit alors $L_\lambda(\vec{r}_w, \vec{s})$ la luminance émise par la surface par [12]:

$$L_\lambda(\vec{r}_w, \vec{s}) = n^2 \epsilon_\lambda(\vec{r}_w) \frac{\sigma T_w^4}{\pi} + \rho_\lambda(\vec{r}_w) L_{\lambda,incident}(\vec{r}_w) \tag{3.3-5}$$

Nous admettons l'hypothèse des surfaces rugueuses, parfaitement dépolies et ont une réflexion diffuse (fig. 3.1). La partie réfléchi est fonction de la luminance incidente totale provenant de toutes les directions \vec{s}' du demi-espace (au-dessus de la surface) orienté selon la normale \vec{n} . L'équation (3.3-5) s'écrit alors :

$$L_\lambda(\vec{r}_w) = n^2 \epsilon_\lambda(\vec{r}_w) \frac{\sigma T_w^4}{\pi} + \frac{1 - \epsilon_\lambda(\vec{r}_w)}{\pi} \int_0^{2\pi} L_\lambda(\vec{r}_w, \vec{s}') \vec{n} \cdot \vec{s}' d\Omega' \tag{3.3-6}$$

La réflectivité peut être obtenue en posant :

$$\rho_\lambda(\vec{r}_w) = 1 - \epsilon_\lambda(\vec{r}_w) \tag{3.3-7}$$

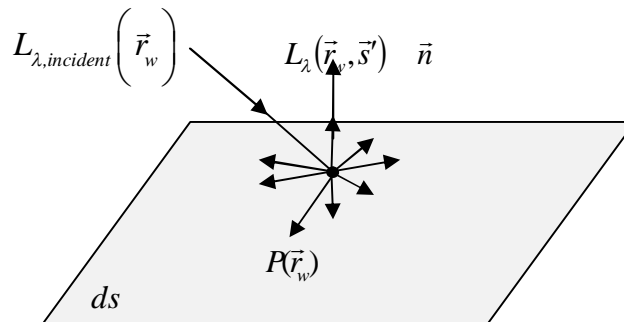


Fig. 3.1: Schéma de la réflexion pouvant avoir lieu sur une surface rugueuse et parfaitement dépolie.

✓ Grandeurs radiatives intégrales

La luminance monochromatique $L_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$ rayonnée en un point $P(\vec{r})$ est une grandeur fonction de la position \vec{r} et de la direction de propagation dans l'espace \vec{s} (fig. 3.2), alors que nous avons besoin de définir des grandeurs radiatives intégrales afin d'arriver au couplage des transferts radiatifs avec les autres modes de transfert d'énergie (*i.e.* conduction et convection). Nous introduisons donc dans cette partie les grandeurs radiatives issues d'intégrale sur l'angle solide 4π au point $P(\vec{r})$ de l'espace. Les plus courantes sont [12]:

➤ Le vecteur flux radiatif

Le flux *monochromatique* (ou *Émitance monochromatique*), émis par la source dS , dans l'ensemble des directions de l'espace, est donné par l'intégration de la luminance $L_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$ sur l'angle solide 4π , soit :

$$q_{r,\lambda} = \int_0^{4\pi} L_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) \vec{s} \cdot \vec{n} d\Omega \quad (3.3-8)$$

La direction \vec{s} est repérée par son angle θ avec la normale locale à la surface et un angle azimut φ . L'équation (3.3-8) peut être réécrite en coordonnées sphériques sous la forme :

$$q_{r,\lambda} = \int_{\varphi=0}^{2\pi} \int_{\theta=0}^{2\pi} L_\lambda(\theta, \varphi) \cos\theta \sin\theta d\theta d\varphi \quad (3.3-9)$$

Le vecteur flux radiatif $\vec{q}_{r,\lambda}(\vec{r})$ *monochromatique* en un point $p(\vec{r})$ dans un repère orthonormé $(0, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ est donné par :

$$\vec{q}_{r,\lambda}(\vec{r}) = \int_0^{4\pi} L_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) \cdot \vec{s} d\Omega \quad (3.3-10)$$

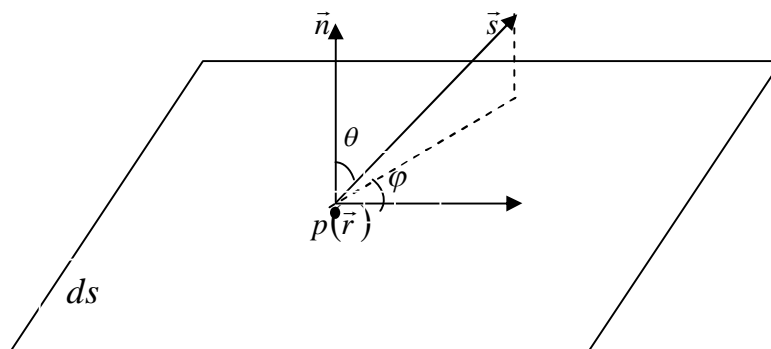


Fig. 3.2 : Système de coordonnées pour le flux radiatif.

➤ **L'éclairement surfacique**

On désigne par H_λ , le flux reçu par unité de surface réceptrice, provenant de l'ensemble des directions \vec{s}' . L'éclairement surfacique *monochromatique* en un point $p(\vec{r})$ de la paroi est donné par:

$$H_\lambda(\vec{r}_w) = \int_0^{4\pi} L_\lambda(\vec{r}_w, \vec{s}') |\vec{n} \cdot \vec{s}'| d\Omega' \quad (3.3-11)$$

Donc on peut écrire l'équation (3.3-6) pour des surfaces opaques, grises et diffuses (surface à émission et diffusion isotropes) sous la forme :

$$L_\lambda(\vec{r}_w) = n^2 \varepsilon_{\lambda,w} \frac{\sigma T_w^4}{\pi} + \frac{1 - \varepsilon_{\lambda,w}}{\pi} \int_{\vec{n} \cdot \vec{s}' < 0} L_\lambda(\vec{r}_w, \vec{s}') |\vec{n} \cdot \vec{s}'| d\Omega' = n^2 \varepsilon_{\lambda,w} \frac{\sigma T_w^4}{\pi} + \frac{1 - \varepsilon_{\lambda,w}}{\pi} H_\lambda(\vec{r}_w) \quad (3.3-12)$$

➤ **Divergence du vecteur flux radiatif**

Reprenons l'équation de transfert radiatif (3.3-4) pour un milieu semi-transparent: le premier terme $\frac{dL_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{ds}$ peut être exprimé en fonction du vecteur de direction \vec{s} comme suit [12]:

Le différentielle totale de $L_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$ s'exprime par [58]:

$$\frac{dL_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{ds} = \frac{\partial L_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{\partial s} + \frac{\partial L_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{\partial x} \frac{dx}{ds} + \frac{\partial L_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{\partial y} \frac{dy}{ds} + \frac{\partial L_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{\partial z} \frac{dz}{ds} \quad (3.3-13)$$

Dans un repère orthonormé $(0, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$, $\frac{dx}{ds}$, $\frac{dy}{ds}$ et $\frac{dz}{ds}$ représentent les cosinus directeurs du vecteur \vec{s} ou les projections de celui-ci sur les axes du repère cartésien, soit :

$$\vec{s} = s_x \vec{i} + s_y \vec{j} + s_z \vec{k} \quad (3.3-14)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial L_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{\partial s} + \frac{\partial L_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{\partial x} \frac{dx}{ds} + \frac{\partial L_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{\partial y} \frac{dy}{ds} + \frac{\partial L_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{\partial z} \frac{dz}{ds} &= -(k_\lambda + \sigma_{\lambda,d}) L_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) + \\ n^2 k_\lambda L_{\lambda,0}(\vec{r}) + \frac{\sigma_{\lambda,d}}{4\pi} \int_{\Omega'=0}^{4\pi} L_\lambda(\vec{r}, \vec{s}') \Phi_\lambda(\vec{s}', \vec{s}) d\Omega' \end{aligned}$$

Ainsi l'équation (3.3-13) peut être exprimée en fonction du vecteur de direction \vec{s} par:

$$\frac{dL_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{ds} = \nabla \cdot [L_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) \cdot \vec{s}] \quad (3.3-15)$$

Par intégration de l'équation (3.3-4) sur l'angle solide $\Omega = 4\pi$ (car la méthode des ordonnées discrètes (DO) repose sur la discrétisation de l'angle solide $\Omega = 4\pi$ autour d'un point en un nombre fini de directions auxquelles sont associées des fonctions de quadrature) [57], on obtient l'équation de transfert radiatif, dans le cas d'un milieu semi-transparent absorbant, diffusant et émettant :

$$\begin{aligned} \int_{\Omega=0}^{4\pi} \frac{dL_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{ds} d\Omega &= - \int_{\Omega=0}^{4\pi} (k_\lambda + \sigma_{\lambda,d}) L_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) d\Omega + n^2 4\pi k_\lambda L_{\lambda,0}(\vec{r}) \\ &+ \frac{1}{4\pi} \int_{\Omega=0}^{4\pi} \int_{\Omega'=0}^{4\pi} \sigma_{\lambda,d} L_\lambda(\vec{r}, \vec{s}') \Phi_\lambda(\vec{s}', \vec{s}) d\Omega' d\Omega \end{aligned} \quad (3.3-16)$$

En remplaçant l'équation (3.3-15) dans l'équation (3.3-16) et en tenant compte de la relation de normalisation (A.12), on accède au terme source radiatif correspond à la divergence du vecteur du flux radiatif *monochromatique*, soit:

$$\nabla \cdot q_{r,\lambda}(\vec{r}) = \nabla \cdot \left[\int_{\Omega=0}^{4\pi} L_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) \vec{s} d\Omega \right] = k_\lambda \left[n^2 4\pi L_{\lambda,0}(\vec{r}) - \int_{\Omega=0}^{4\pi} L_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) d\Omega \right] \quad (3.3-17)$$

Si on définit maintenant le rayonnement incident *monochromatique* $G_{r,\lambda}(\vec{r})$ en provenance de toutes les directions \vec{s}' en un point $p(\vec{r}_w)$ de la surface par:

$$G_{r,\lambda}(\vec{r}) = \int_0^{4\pi} L_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) d\Omega \quad (3.3-18)$$

En remplaçant le rayonnement incident $G_{r,\lambda}(\vec{r})$ par son expression (3.3-18), le terme source *monochromatique* $\nabla \cdot q_{r,\lambda}(\vec{r})$ devient :

$$\nabla \cdot q_{r,\lambda}(\vec{r}) = k_\lambda \left[n^2 4\pi L_{\lambda,0}(\vec{r}) - G_{r,\lambda}(\vec{r}) \right] \quad (3.3-19)$$

Enfin, le terme source radiatif correspond à la divergence du vecteur densité de flux radiatif ($\nabla \cdot q_r$) dans l'équation d'énergie (3.3-1) s'obtient par intégration de l'équation (3.3-19) sur tout le spectre, pour un milieu non-diffusant, le terme source radiatif peut être exprimé par [58] :

$$\nabla \cdot q_r = \int_{\lambda=0}^{\infty} k_\lambda \left[n^2 4\pi L_{\lambda,0}(\vec{r}) - G_{r,\lambda}(\vec{r}) \right] d\lambda \quad (3.3-20)$$

La dépendance angulaire est une difficulté uniquement attachée à la résolution de l'ETR dans une direction de propagation donnée. Le terme source $\nabla \cdot q_r$ dans l'équation d'énergie représente un bilan énergétique global en un point. Les grandeurs intégrales sont donc les seules qui puissent présenter un intérêt pour prendre en compte le rayonnement en aération naturelle.

✓ **Forme simplifiée de l'équation de transfert radiatif (ETR)**

❖ **En milieu transparent**

Dans ce cas, l'ETR (3.3-4) se limite à :

$$\frac{dL_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{ds} = 0 \quad (3.3-21)$$

La luminance monochromatique directionnelle se conserve dans un milieu transparent.

❖ **En milieu semi-transparent gris non diffusant**

Si le milieu est supposé gris, de sorte que le coefficient d'absorption ne varie pas en fonction de la longueur d'onde, le terme source radiatif $\nabla \cdot q_r$ dans l'équation d'énergie (3.3-1) se réduit à:

$$\nabla \cdot q_{r,\lambda}(\vec{r}) = k(\vec{r}) \left[n^2 4\sigma T^4(\vec{r}) - \int_0^{4\pi} L(\vec{r}, \vec{s}') d\Omega' \right] \quad (3.3-22)$$

Où : $L(\vec{r}, \vec{s}')$ est la luminance totale au point \vec{r} dans la direction \vec{s}' , et $n^2 4k(\vec{r})\sigma T^4(\vec{r})$ représente l'énergie totale émise par un milieu dans toute les directions de l'espace à partir du point \vec{r} .

✓ **Transfert radiatif pur stationnaire (équilibre radiatif)**

Dans le milieu semi-transparent, on suppose que les échanges locaux d'énergie ne se font que par absorption et émission de rayonnement. Le système est alors en équilibre si l'énergie émise localement est égale à l'énergie absorbée. Dans le cas d'un milieu semi-transparent gris, l'équilibre radiatif s'écrit [59] :

$$k(\vec{r}) \left[n^2 4\sigma T(\vec{r})^4 - \int_0^{4\pi} L(\vec{r}, \vec{s}') d\Omega' \right] = 0 \quad (3.3-23)$$

D'où la température locale :

$$T(\vec{r}) = \left[\frac{\int_0^{4\pi} L(\vec{r}, \vec{s}')}{n^2 4\sigma} \right]^{1/4} \quad (3.3-24)$$

Il est par conséquent nécessaire de connaître le champ de luminance totale directionnelle au sein du milieu.

✓ **Description de la méthode aux ordonnées discrètes (DO)**

Notre objectif étant de définir le terme source radiatif $\nabla \cdot q_{r,\lambda}(\vec{r})$ ou $\nabla \cdot q_r$, nous recherchons à résoudre l'équation (3.3-20). Cela nécessite la détermination de la luminance $L_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$ [12] :

Considérons donc un milieu absorbant, émettant et diffusant. La variation de la luminance le long d'un axe de propagation est donnée par l'ETR (3.3-4), en fonction de la luminance noire *monochromatique* $L_{\lambda,0}(\vec{r})$ donnée par la fonction de Planck (A.4), du coefficient d'absorption *monochromatique* k_λ et du coefficient de diffusion correspondant $\sigma_{\lambda,d}$, soit :

$$\nabla \cdot [L_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) \vec{s}] + (k_\lambda + \sigma_{\lambda,d}) L_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) = k_\lambda n^2 L_{\lambda,0}(\vec{r}) + \frac{\sigma_{\lambda,d}}{4\pi} \int_0^{4\pi} L_\lambda(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s}', \vec{s}) d\Omega' \quad (3.3-25)$$

Les conditions aux limites, qui sont celles de surfaces opaques, grises et diffuses (surface à émission et diffusion isotropes), sont obtenues à partir de la relation (3.3-6) :

$$L_\lambda(\vec{r}_w) = n^2 \varepsilon_{\lambda,w} L_{\lambda,0}(\vec{r}_w) + \frac{1 - \varepsilon_{\lambda,w}}{\pi} \int_{\vec{n} \cdot \vec{s}' < 0} L_\lambda(\vec{r}_w, \vec{s}') |\vec{n} \cdot \vec{s}'| d\Omega' = \varepsilon_{\lambda,w} L_{\lambda,0}(\vec{r}_w) + \frac{1 - \varepsilon_{\lambda,w}}{\pi} H_\lambda(\vec{r}_w) \quad (3.3-26)$$

Nous résumerons la méthode aux ordonnées discrètes (DO) par les deux approximations suivantes :

- ❖ Toute intégration faite sur l'espace des angles solides 4π est remplacée par une quadrature angulaire numérique représentée par un nombre N de directions orientées selon les vecteurs unitaires \vec{s}_i (ou ordonnées discrètes) sur lesquelles l'ETR est résolue.

- ❖ La résolution spatiale de l'équation pour une direction \vec{s}_i donnée est faite sur un maillage par une méthode de type volumes finis. Elle est similaire à celle utilisée pour résoudre les équations de l'écoulement fluide et d'énergie.

Nous aborderons dans ce qui suit la façon dont on traite la dépendance angulaire du rayonnement.

➤ **Discrétisation angulaire**

L'application d'une quadrature angulaire permet de remplacer toute intégrale sur l'espace des angles solides par une sommation pondérée sur N directions discrètes. On considère que pour toute fonction $f(\vec{s})$ de la luminance, on peut faire l'approximation suivante [12] :

$$\int_0^{4\pi} f(\vec{s}) d\Omega = \sum_{i=1}^N w_i f(\vec{s}_i) \quad (3.3-27)$$

A chaque direction discrète \vec{s}_i est associé un poids w_i correspondant à un angle solide défini autour de cette direction. Ces poids représentent des coefficients réels positifs non nuls. En effet, la luminance intégrée sur un angle solide $d\Omega_i$ autour de la direction \vec{s}_i ne peut en aucun cas être négative. L'ensemble des directions discrètes \vec{s}_i , de poids w_i - appelé aussi angle de contrôle - constitue le jeu de quadrature, elles doivent être correctement définies.

Chaque direction discrète \vec{s}_i peut s'écrire dans le repère cartésien $R(\vec{i}, \vec{j}, \vec{k})$ sous la forme [51]:

$$\vec{s}_i = \mu_i \vec{i} + \eta_i \vec{j} + \xi_i \vec{k} \quad (3.3-28)$$

Où μ_i, η_i et ξ_i sont les cosinus directeurs de \vec{s}_i ou projections de celui-ci sur les axes du repère cartésien. Les vecteurs directions discrètes s_i étant des vecteurs unitaires :

$$\mu_i^2 + \eta_i^2 + \xi_i^2 = 1 \quad (3.3-29)$$

De l'application de cette approche à l'équation du transport radiatif pour un milieu semi-transparent gris non diffusant découle un jeu de N équations différentielles identiques définies suivant \vec{s}_i [12] :

$$\nabla \cdot [L_\lambda(\vec{r}, \vec{s}_i) \vec{s}_i] = -k_\lambda L_\lambda(\vec{r}, \vec{s}_i) + k_\lambda n^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} \quad (3.3-30)$$

D'où un système couplé de N équations différentielles linéaires du premier ordre.

Pour la fonction unité $f(\vec{s})=1$, l'équation (3.3-27) se ramène à la principale condition nécessaire sur les poids :

$$\sum_{i=1}^N w_i = 4\pi \quad (3.3-31)$$

En remplaçant dans l'équation (3.3-27) la fonction $f(\vec{s})$ de façon adéquate, on peut récrire les équations (3.3-10) et (3.3-11). Le vecteur flux radiatif *monochromatique* $\vec{q}_{r,\lambda}(\vec{r}_w)$ en un point $p(\vec{r}_w)$ devient :

$$q_{r,\lambda}(\vec{r}) = \int_0^{4\pi} L_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) \vec{s} d\Omega = \sum_{i=1}^N w_i L_\lambda(\vec{r}, \vec{s}_i) \vec{s}_i \quad (3.3-32)$$

Et l'éclairement surfacique *monochromatique* $H_\lambda(\vec{r}_w)$ en un point $p(\vec{r}_w)$ (le flux parvenu à la surface de toutes les directions):

$$H_\lambda(\vec{r}_w) = \int_{\vec{n} \cdot \vec{s}' > 0} L_\lambda(\vec{r}_w, \vec{s}') |\vec{n} \cdot \vec{s}'| d\Omega' = \sum_{i=1}^N w_i L_\lambda(\vec{r}_w, \vec{s}_i) |\vec{n} \cdot \vec{s}_i| \quad (3.3-33)$$

Pour les parois opaques, grises et diffuses, la discrétisation de la condition aux limites (3.3-12) est directement obtenue en posant (le flux radiatif net quittant la surface):

$$L_\lambda(\vec{r}_w) = n^2 \varepsilon_{\lambda,w} \frac{\sigma T_w^4}{\pi} + \frac{1 - \varepsilon_{\lambda,w}}{\pi} \sum_{i=1}^N w_i L_\lambda(\vec{r}_w, \vec{s}_i) |\vec{n} \cdot \vec{s}_i| \quad (3.3-34)$$

Et la divergence du vecteur du flux radiatif *monochromatique*, devient :

$$\nabla \cdot q_{r,\lambda}(\vec{r}) = k_\lambda \left[4n^2 \sigma T_w^4 - \sum_{i=1}^N w_i L_\lambda(\vec{r}, \vec{s}_i) \right] \quad (3.3-35)$$

Il apparaît donc que seule la détermination de $L_\lambda(\vec{r}, \vec{s}_i)$ au centre des mailles du système et de $L_\lambda(\vec{r}_w, \vec{s}_i)$ au centre des faces coïncidant avec les surfaces, pour chaque direction discrète \vec{s}_i imposée, est nécessaire et permet de définir le terme source radiatif $\nabla \cdot q_{r,\lambda}(\vec{r})$ et le flux radiatif incident aux parois $H_\lambda(\vec{r}_w)$. Une telle méthode d'approximation de l'intégration angulaire nécessite, comme première optimisation, la recherche d'ordonnées discrètes associées aux directions permettant une bonne couverture de l'espace par une quadrature numérique précise et fiable.

Différentes quadratures angulaires, que l'on rencontre dans la littérature, peuvent être utilisées. Les quadratures angulaires les plus souvent utilisées sont les quadratures s_N . Certains parleront souvent de « Méthodes s_N » pour désigner la méthode DO. Plus généralement, le type de quadrature donne son nom à la méthode DO qu'il utilise (certains auteurs mentionneront donc l'utilisation de méthode T_N , ..., etc.). Nous ne développerons ici que les quadratures de type polaire / azimutale plus typiques des méthodes de volumes finis, que ce soit pour un maillage structuré ou non structuré [12]:

➤ **Quadrature polaire / azimutale**

Pour créer ce type de jeu de quadrature on discrétise l'octant d'un angle d'espace 4π en $N = N_\theta \times N_\varphi$ angles de contrôle solides chacun d'un poids w_i . On note $(0, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ le repère orthonormé (Fig. 3.3), θ l'angle polaire, et φ l'angle azimutal, tous deux compris dans l'intervalle $\left]0, \frac{\pi}{2}\right[$. On divise l'angle polaire $\frac{\pi}{2}$ en N_θ angles égaux de valeur $\Delta\theta$ et l'angle azimutal $\frac{\pi}{2}$ en N_φ angles égaux de valeur $\Delta\varphi$.

On prendra comme directions discrètes, les valeurs $\vec{s}_i = \vec{s}_{p,q}$ passant par les centres des angles solides $w_{p,q}$ que l'on définit par les angles θ_p et φ_q de telle sorte que [49]:

$$\begin{cases} w_{p,q} = \int \Delta\varphi \int \Delta\theta \sin \theta d\theta d\varphi = 2 \sin \theta_p \sin\left(\frac{\Delta\theta}{2}\right) \Delta\varphi \\ \vec{s}_{p,q} = \sin \theta_p \sin \varphi_q \vec{i} + \sin \theta_p \cos \varphi_q \vec{j} + \cos \theta_p \vec{k} \end{cases} \quad (3.3-36)$$

Où : θ_p prend les valeurs $(p-1/2)\Delta\theta$ avec $p=1, N_\theta$, et φ_q prend les valeurs $(q-1/2)\Delta\varphi$ avec $q=1, N_\varphi$.

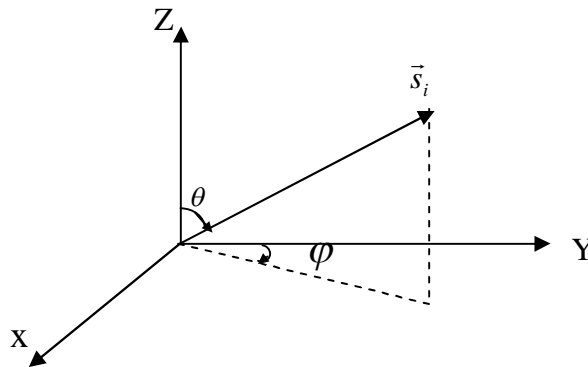


Fig. 3.3: Système de coordonnées pour quadrature angulaire.

3.3 Hypothèses de simplification du système d'équations

Pour simplifier la résolution du système d'équations qui régit l'écoulement du fluide d'un système sous conditions bien déterminées, un certain nombre d'hypothèses « simplificatrices » sont introduites.

Le modèle physique étudié devra être divisé en trois régions: Le collecteur, la turbine, et la tour. Les régions collecteur et tour sont régies pratiquement par les mêmes équations de base transformées en une méthode conventionnelle pour la simulation numérique, par contre l'écoulement dans la région turbine est différent à celui du collecteur et la tour à cause de sa rotation avec les pales de la turbine. La caractérisation de cette zone est faite par les équations de contrôle de la rotation.

Pour la convection naturelle, il est nécessaire de mesurer le nombre de Rayleigh, afin de déterminer la nature du régime de l'écoulement du système étudié [30].

3.3.1 Le cas stationnaire

Selon les hypothèses de Bernardes et Pretorius, agrégées dans le tableau 3.1, et porté sur le fluide sont comme suit [60, 61]:

- L'air est considéré comme un fluide visqueux Newtonien (la loi de comportement reliant contraintes et déformations est linéaire et isotrope), laminaire et bidimensionnel axisymétrique d'où les équations suivant θ peuvent être négligées;
- Les forces volumiques \vec{F}_i sont dues uniquement à la pesanteur ;
- Les propriétés physiques du fluide sont supposées constantes hormis sa masse volumique ρ dont la variation est fonction de la température ;
- Les vitesses mises en jeu sont faibles. On considère l'air comme un fluide incompressible ;
- La production interne de chaleur est négligeable : $q = 0$;
- Le flux de dissipation visqueuse de la chaleur est négligeable car les écarts de température ΔT sont faibles et les vitesses mises en jeu aussi : $\phi = 0$;
- Le fluide (air) est complètement transparent (pas d'échange par rayonnement au sein du fluide) son indice de réfraction est égal à 1;

- Le terme $T\beta(\frac{\partial p}{\partial t} + \vec{V}\nabla p)$ (la variation d'énergie due à la compressibilité) est négligeable en raison des faibles vitesses mises en jeu.
- L'écoulement entre l'entrée du collecteur et l'entrée de la turbine est radial unidimensionnelle.
- La fluctuation des effets de vent est négligée, alors le terme temps est considéré stationnaire.
- les radiations solaires sont uniformes et verticales ou l'influence de la hauteur du soleil est négligée.

Equations	Bernardes	Pretorius
Continuité & Quantité mouvement	-Etat stationnaire Collecteur -écoulement symétrique -Le développement de fluide est entre deux plaques planes parallèles indépendantes. Cheminée -La pression statique et dynamique sont prises en compte. -Régime Quasi-stationnaire.	-Etat stationnaire Collecteur -écoulement est radial 1D. -Le développement est turbulent entre les deux plaques parallèles. Cheminée -écoulement est purement axial.
Energie	Cheminée -La température et La pression différentielle sont constantes pour chaque volume de contrôle. -Pas de source de chaleur. -L'air humide est considéré comme un mélange de gaz parfaits.	Cheminée -L'énergie cinétique, la conduction radiale, et les termes de l'énergie cinétique transitoire sont négligeables. Turbine -Température chute à travers la turbine.

Tableau 3.1 : Hypothèses des équations gouvernantes présentées par Bernardes et Pretorius [62].

3.3.1.1 Approximation de Boussinesq

Dans un certain nombre de situation, l'hypothèse d'un fluide incompressible n'est pas justifiée et il faut prendre en compte les très faibles variations de densité produites par un gradient de température ou de pression. Dans la convection naturelle, la force motrice est due à la différence de densité du fluide due aux gradients de températures au sein même du fluide [12]. Pour des configurations d'écoulements dans une serre, la résultante des forces externes est limitée aux forces gravitationnelles de sorte que l'influence de la convection naturelle provoquée par des gradients de la température soit évidente. Quand les forces de flottabilité se produisent dans l'écoulement, la conception des propriétés physiques fixes n'assortit plus le comportement de l'écoulement du fluide [63]. L'effet de la convection naturelle est pris en considération dans l'équation de quantité de mouvement par la variation de la masse volumique.

Une approximation a été proposée par Oberbeck (1879) et Boussinesq (1903). Elle consiste à négliger les variations de la masse volumique dans les équations de conservation (3.2) et (3.3-1) (ρ peut être considérée comme constante ($\rho = \rho_0$)), sauf dans le terme qui correspond à la force volumique \vec{F}_i dans l'équation de conservation de la quantité de mouvement [59,64]. Si en prenant un état thermodynamique de référence (masse volumique ρ_0 et une température T_0), l'équation d'état pour la masse volumique ρ devient, en se limitant à un développement de premier ordre [11,64] :

$$\rho = \rho_0(1 - \beta(T - T_0)) \quad (3.4)$$

Avec ρ_0 : est la masse volumique de référence, loin des parois chaudes à la température T_0 ;
 ρ : est la masse volumique d'une particule fluide située au voisinage d'une paroi d'échange.
 Le terme β de l'équation (3.4) est le coefficient d'expansion volumique du fluide à pression Constante, soit:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_{p=cste} \quad (3.5)$$

Compte tenu de cette approximation (appelée approximation de Boussinesq), on peut exprimer la force volumique \vec{F}_i , moteur de la convection naturelle, par [11] :

$$\vec{F}_i = \vec{g}\beta(T - T_0) \quad (3.6)$$

3.3.1.2 Système d'équations obtenues (le cas instationnaire)

Pour simplifier l'équation de conservation de masse (la continuité) ; de la quantité de mouvement et d'énergie, certaines hypothèses sont à considérer dans cette étude [65]:

1. La température augmente linéairement le long de la direction du rayon de collecteur.
2. On considère l'air comme un fluide incompressible, et l'approximation de Boussinesq est valable dans la tour (la cheminée).
3. Ignorer le gradient de vitesse et de température suivant l'axe z dans le collecteur.
4. Ignorer le gradient de la vitesse et de température suivant la direction du rayon de la cheminée.
5. Ignorer la différence de température entre la partie inférieure et supérieure du toit.
6. L'écoulement est sous condition adiabatique dans la cheminée.

En tenant compte des hypothèses sus décrites, nous obtenons les équations suivantes exprimées en coordonnées cylindriques [65] :

Equation de continuité

a) Collecteur

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(\rho u r)}{\partial r} = 0 \quad (3.13)$$

b) Cheminée

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial z} = 0 \quad (3.14)$$

Equation de quantité de mouvement

a) Collecteur

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial r} = -\frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} r u \right) \right] \quad (3.15)$$

b) Cheminée

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \rho v \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] - (\rho_0 - \rho) g_z \quad (3.16)$$

Equation d'énergie

a) Collecteur

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u c_p T)}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda r \frac{\partial T}{\partial r} \right) - \nabla \cdot q_r \quad (3.17)$$

Où : $\nabla \cdot q_r$. Le terme source radiative.

b) Cheminée

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v c_p T)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (3.18)$$

3.4 Equation de turbulence

Après la première investigation, ils ont trouvé que le nombre de Rayleigh qui peut mesurer l'intensité de l'écoulement induit, est supérieur à la valeur limite de transition du régime laminaire au turbulent de la convection naturelle, de ce fait on fait appel à un modèle mathématique décrivant l'écoulement turbulent du fluide à l'intérieur de la centrale [66].

Le modèle de turbulence utilisé est le modèle RNG $k - \varepsilon$ [67]. Dans ce modèle, l'énergie cinétique de la turbulence, k , et son taux de dissipation, ε , sont obtenus à partir des équations de transport suivantes, respectivement [68, 38] :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial X_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (3.19)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X_j} (\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial X_j} \right) + G_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - G_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \quad (3.20)$$

Où G_k , S , G_b et Y_M sont la production de l'énergie cinétique de turbulence, le module du tenseur de vitesse moyenne de déformation, la génération d'énergie cinétique de turbulence due à la flottabilité du gaz idéal et la contribution de la dilatation fluctuante en turbulence compressible au taux de dissipation global, respectivement:

$$G_k = \mu_t S^2, S = 2S_{ij}S_{ij}, G_b = -g_i \mu_t / \rho \text{Pr}_t \partial \rho / \partial X_i, Y_M = 2\rho \varepsilon M_t^2, \quad \text{où les quantités}$$

$$\sigma_k = 1.0 \text{ et } \sigma_\varepsilon = 1.3 \text{ sont les nombres de Prandtl effectifs inverses pour } k \text{ et } \varepsilon,$$

respectivement. Aussi, $R_\varepsilon = C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) / (1 + \beta_0 \eta^3 \varepsilon^2 / k)$ où $\eta = S.k/\varepsilon$, $C_\mu = 0.09$, $\eta_0 = 4.38$, $\beta_0 = 0.012$.

On peut noter que les effets de la flottabilité sur la génération de k sont toujours inclus lorsque vous avez à la fois un champ de gravité non nul et un gradient de température (ou de densité) non nul. Le degré de ε qui est affectée par la flottabilité est déterminé par la constante $C_{3\varepsilon}$, calculé à partir de: $C_{3\varepsilon} = \tanh(|v/u|)$, où v est le composante de la vitesse d'écoulement parallèle au vecteur gravitationnel et u est la composante de la vitesse d'écoulement perpendiculaire au vecteur gravitationnel. De même, les constantes du modèle $C_{1\varepsilon}$ et $C_{2\varepsilon}$ dans l'équation (3.20) est de 1,44 et 1,92, respectivement [67].

Les valeurs constantes empiriques du modèle RNG $k - \varepsilon$ prennent les valeurs présentées dans le tableau 3.2:

C_μ	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	σ_k	σ_ε
0.09	1.44	1.92	1.0	1.3

Tableau 3.2 : Les constantes usuelles du modèle RNG $k - \varepsilon$ [67].

La différence principale entre la version standard et RNG $k - \varepsilon$ est dans l'équation du taux de la dissipation turbulente d'énergie. Dans les écoulements à taux de contraintes élevés, le modèle RNG prévoit une faible viscosité turbulente (c'est-à-dire un taux de dissipation ε élevé et une production de turbulence k faible) que le modèle standard. Bien que le modèle RNG a été découvert pour faire mieux que le modèle standard pour les écoulements avec une grande courbure des lignes de courant, et aussi non encore validé intensivement par les chercheurs que le modèle $k - \varepsilon$. La version standard de $k - \varepsilon$ et RNG $k - \varepsilon$ est valide pour les écoulements turbulents loin des parois [69].

3.5 Production d'électricité

La performance de la CSC est déterminée par la performance de ses composants.

Le collecteur

L'équation du gain de chaleur de l'air dans le collecteur est donnée comme suit:

$$Q = \eta_{col} A_{col} G \quad (3.21)$$

Où: A_{col} , G et η_{col} sont la surface du capteur solaire ($A_{coll} = \pi R_{col}^2$), le rayonnement solaire et l'efficacité du capteur solaire, respectivement. Où Q est la chaleur générée due à l'effet de serre dans le collecteur et est donnée par:

$$Q = C_p m \Delta T \quad (3.22)$$

$$\text{Avec: } m = \rho_{air} V_{ch} A_{ch} \quad (3.23)$$

Ensuite, l'efficacité du capteur solaire est donnée ci-dessous:

$$\eta_{col} = \frac{\rho_{air} V_{ch} A_{ch} C_p \Delta T}{A_{col} G} \quad (3.24)$$

Où m , A_{ch} et V_{ch} sont le débit massique, la surface et la vitesse à l'entrée de la cheminée respectivement.

La cheminée

Selon la référence [70], l'efficacité de la cheminée est exprimée comme suit:

$$\eta_{ch} = \frac{g H_{ch}}{C_p T_a} \quad (3.25)$$

Où, H_{ch} est la hauteur de la cheminée, T_a est la température de l'air ambiant, la puissance d'écoulement (P_{tot}) est exprimée par:

$$P_{tot} = \eta_{ch} Q = \frac{g H_{ch}}{T_a} \rho_{col} V_{ch} \Delta T A_{ch} \quad (3.26)$$

La différence de pression, ΔP_{tot} qui est produite entre la base de la cheminée et l'environnement, est calculée par:

$$\Delta P_{tot} = \rho_{col} g H_{ch} \frac{\Delta T}{T_a} \quad (3.27)$$

La turbine

Les turbines sont toujours placées à la base de la cheminée pour convertir l'énergie cinétique, du flux d'air sortant du collecteur, en énergie mécanique de rotation. Schlaich [70] a recommandé que la puissance mécanique maximale absorbée par la turbine soit:

$$P_m = \frac{2}{3} \eta_{col} \eta_{ch} A_{col} G \quad (3.28)$$

L'énergie électrique produite par la centrale à cheminée solaire est donnée par:

$$P_e = \frac{2}{3} \eta_{col} \cdot \eta_{turb-g} \cdot \frac{g}{C_p T_a} \cdot H_{ch} \cdot A_{col} \cdot G \quad (3.29)$$

3.6 Conditions aux limites

Les conditions aux limites imposées aux frontières de la centrale solaire à cheminée sont des conditions dynamiques représentées par les pressions de référence (pression d'entrée et pression de sortie), de vitesse de référence u (la vitesse est très faible car la cheminée solaire dans les zones moins ventées) et des conditions thermiques représentées par la température. Ces conditions exprimant les conditions aux limites de type Neumann et Dirichlet sont posées sur une géométrie cartésienne de directions x et y . La géométrie et les conditions aux limites sont indiquées sur la Fig. 3.4.

Sur le collecteur et sur la paroi de la cheminée ainsi que sur le sol, la condition de non glissement est imposée sur les composantes de la vitesse. Les valeurs de température sur ces frontières sont notées comme suit :

T_0 : température de l'air ambiant.

La condition de température au toit sera remplacée par une condition de flux :

$$q = h(T - T_0) + \varepsilon \sigma (T^4 - T_0^4)$$

Où : $\varepsilon = 0.9$ le coefficient d'émission; $\sigma = 5.672 \times 10^{-8} W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$ la constante de Stefan-Boltzmann; $h = 9.5 W m^{-2} \cdot K^{-1}$.

T_{sol} : température du sol.

$\Delta P = 0 Pa$ est la pression relative.

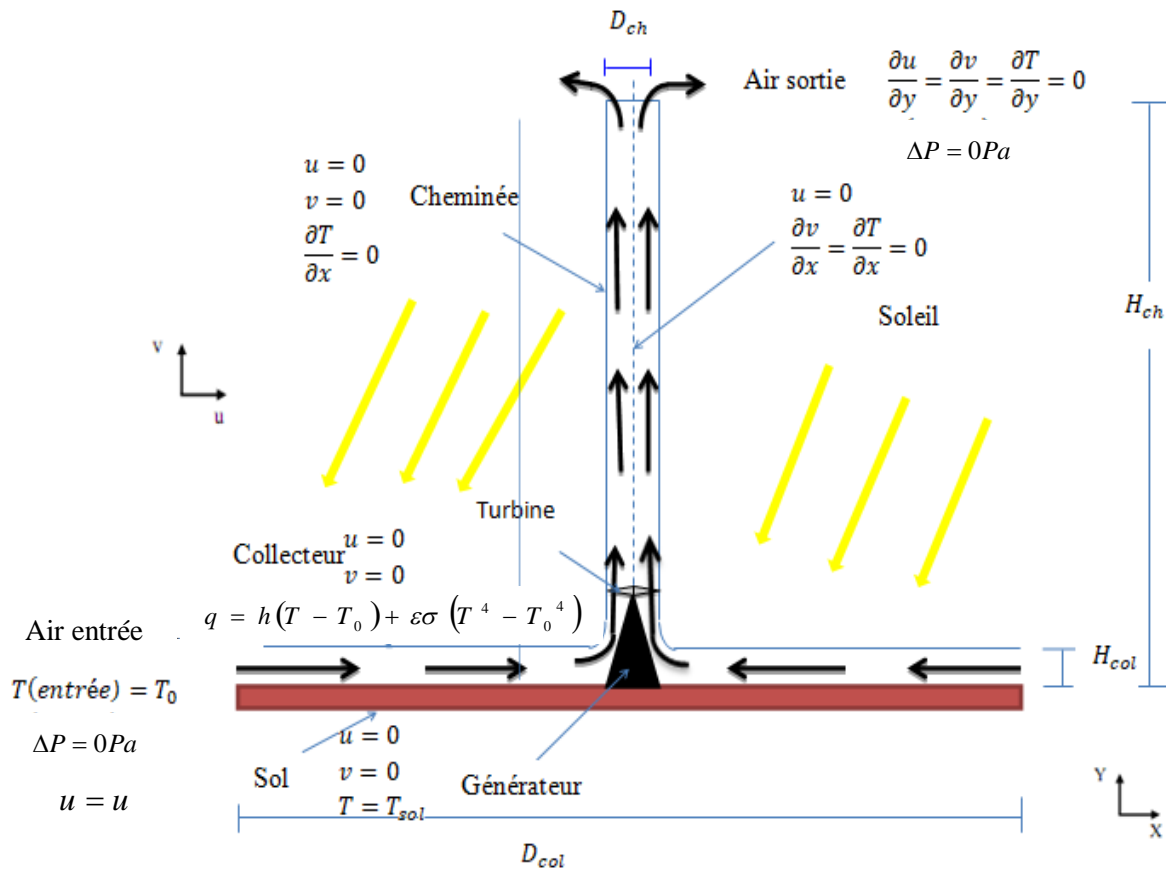


Fig. 3.4: Domaine d'étude et conditions aux limites.

Le centre de la cheminée représente l'axe de symétrie; la condition de symétrie est admise pour la vitesse et la température.

Condition de sortie: la condition d'un écoulement entièrement développé est admise et imposée à la vitesse et à la température ;

Condition d'entrée: simulation du débit d'air à travers l'entrée de la tour solaire vers la cheminée, en prenant la pression dans les conditions limites de l'entrée. La température d'entrée est considérée égale à celle du milieu ambiant.

CHAPITRE 4
L'INCLUSION D'UN TOIT
SECONDAIRE

CHAPITRE 4

L'INCLUSION D'UN TOIT SECONDAIRE

4.1. Introduction

Habituellement, le sol naturel a une certaine capacité de stockage thermique, mais elle ne peut pas répondre aux besoins du fonctionnement de la CSC la nuit. Afin d'améliorer la performance opérationnelle de la CSC pendant la nuit, certaines mesures ont été proposées, incluant principalement l'introduire d'un toit secondaire sous le toit principale [26].

Cette approche vient porter son concours pour stocker d'avantage d'énergie dans la couche d'air emprisonnée entre le deuxième toit et le sol et qui sera utiliser avec celle du sol la nuit.

Pour mener notre étude par simulation numérique, on a utilisé le logiciel commercial Fluent17.1, qui est l'un des codes de calcul, basé sur la méthode des volumes finis, parmi les plus utilisés dans le monde.

Après la simulation numérique, les principaux résultats obtenus reflétant le comportement des champs dynamique et thermique au sein d'une cheminée solaire sont mis en évidence.

4.2. Modèle physique

Afin d'analyser le flux et le transfert de chaleur liés à la flottabilité dans une cheminée solaire, on a utilisé les paramètres géométriques de la centrale de Manzanares. La cheminée de ce prototype a une hauteur (H_{ch}) et un diamètre (D_{ch}) de 194,6 m et 10,16 m, respectivement. Le rayon du collecteur (R_{col}) est de 122 m et sa hauteur moyenne (H_{col}) est de 1,85 m. La turbine est installée sur une ossature à 9 m du sol. La hauteur du collecteur s'élève près de la base de la cheminée jusqu'à 6 m. Comme le montre le deuxième chapitre (Fig.2.3), cette configuration guide l'écoulement de l'air dans la direction verticale avant la section d'emplacement de la turbine. L'épaisseur du support de stockage d'énergie (sol) est estimée à 5 m.

4.3 Modification du collecteur modifié de la centrale

Le modèle de CSC dans cette section est basé sur les spécifications de la centrale de référence indiquées dans le tableau.4.2. Afin de contrôler la puissance de sortie de la centrale solaire à cheminée, un mécanisme est nécessaire qui contrôle le flux d'air à travers la centrale. Ceci est réalisé grâce à l'inclusion d'un toit secondaire sous le toit principal comme le montre la fig.4.1. Un toit secondaire est inclus dans le modèle de la centrale, ayant des propriétés similaires à celles du toit du collecteur principal (comme spécifié dans le tableau 4.2).

Dans le premier cas, la hauteur du toit du collecteur secondaire ($H_1 = 0,5$ m) est simplement prise comme étant environ le quart de la hauteur du toit principal de l'installation de référence. Sa longueur ($L_1 = 107$ m) est légèrement inférieure au diamètre intérieur du toit principal de la centrale de référence, en raison de l'inclusion d'une section transitoire « C » et une section unique « D » dans le collecteur de la centrale (voir fig.4.1).

La section de transition est définie comme la section sous le toit du collecteur principal à la fin du toit secondaire. Au point où le toit se termine, les parties supérieure et inférieure du collecteur fusionnent, formant une seule section entre le toit (collecteur) principal et la surface du sol. La section de transition est supposée s'étendre sur la longueur d'un volume de contrôle radial. On suppose que le toit secondaire a des rayons égaux à partir du périmètre du collecteur jusqu'à ce point (voir la figure 4.1). Comme le mélange des courants d'air supérieur et inférieur se produit dans la section de transition, il est nécessaire de faire la distinction entre les propriétés des différentes sections. Par conséquent, lors de l'évaluation de la section de transition, toutes les références futures aux propriétés de l'air dans les sections supérieure et inférieure utilisent respectivement les indices supérieur et inférieur.

Après le volume de contrôle du collecteur de transition, l'écoulement d'air est simplement considéré comme un écoulement entre des plaques parallèles dans une section unique, c'est-à-dire entre le toit du collecteur principal et la surface du sol (voir figure 4.1).

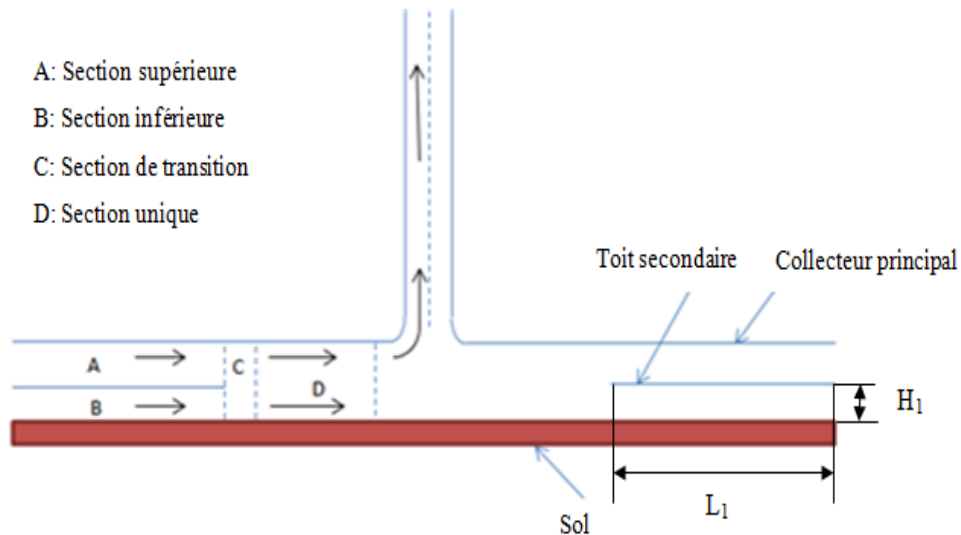


Fig .4.1: Définition des sections créées dans le collecteur par l'inclusion d'un toit secondaire.

4.4 Le mécanisme de régulation

L'air circule constamment à travers la section supérieure « A », sans être régulé, tandis qu'un mécanisme de régulation du débit d'air, placé à la sortie de la section inférieure « B », contrôle le débit massique à travers cette section. Le contrôle du flux d'air à travers la section inférieure est efficacement réalisé en augmentant ou en diminuant de manière incrémentielle la chute de pression à l'aide du mécanisme de régulation. Le toit secondaire offre à la centrale la capacité de stocker et de libérer de l'énergie de la partie inférieure du collecteur dans le but de réguler la puissance de sortie de la centrale. Lorsqu'elle nécessite moins de puissance, la section inférieure est fermée et l'énergie est stockée dans l'air de cette section. Si plus de puissance est nécessaire, la section inférieure est ouverte de manière contrôlée, ce qui provoque un écoulement d'air sous le toit secondaire. Ce flux d'air extrait l'énergie du sol et augmente par la suite la puissance de la centrale. La figure 4.2 illustre schématiquement le fonctionnement de la centrale lors de l'introduction d'un toit secondaire.

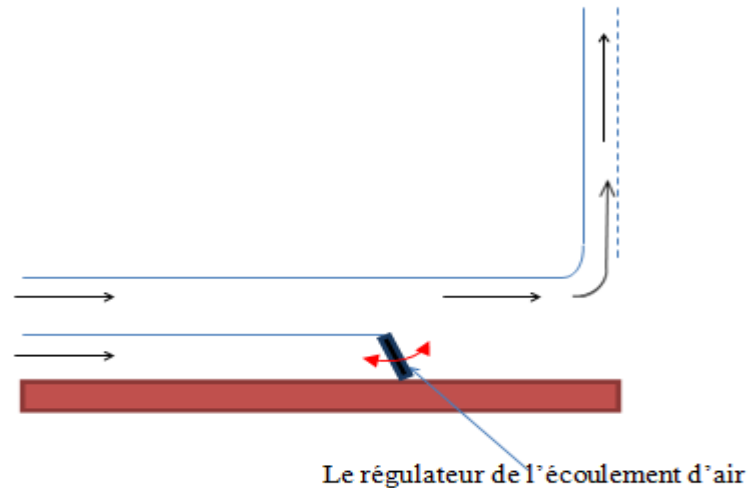


Fig.4.2: Contrôle de la puissance en réglant le débit d'air dans le collecteur.

4.5 Modélisation mathématique du problème:

Dans notre étude, nous avons choisi de considérer un écoulement turbulent bidimensionnel axisymétrique et incompressible (avec l'approximation de Boussinesq) avec transfert de chaleur, en régime permanent d'une CSC pour différents rayonnements solaires.

- **Propriétés du fluide:**

Nous avons considéré l'air comme un gaz idéal dans les conditions de température et de pression 300 K , 1 atm , respectivement et un milieu complètement transparent ($n_{\text{air}} = 1$), les propriétés du fluide sont représentées dans le tableau 4.1.

propriétés du fluide à $T=300\text{ K}$	ρ [kg/m^3]	C_p [$\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$]	μ [$\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$]	λ [$\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$]	β [$1/\text{K}$]	Pr
air	1.177	1004	1.85×10^{-5}	0.0262	3.333×10^{-3}	0.707

Tableau. 4.1: Propriétés thermophysiques de l'air.

- Les propriétés physiques du matériel des composants de la centrale

Propriété physique (unité)	Verre (collecteur)		Sol (sol)	Cheminée (béton)
	visible (0.1–3) μm	Infrarouge (3–100) μm		
Bande de longueur d'onde			-	-
Absorptivité	0.04	0.95	0.90	0.60
Transmittivité	0.92	0.05	0	0
Coefficient d'absorption [m^{-1}]	30	10^4	-	-
Émissivité	0.9		0.9	0.71
Indice de réfraction	1.526		-	-
Coefficient d'extinction [m^{-1}]	4		-	-
La masse volumique [kg/m^3]	2700		2160	2100
Chaleur spécifique [$J/kg.K$]	840		710	880
Conductivité thermique [$W/m.K$]	0.78		1.83	1.40
Épaisseur [m]	0.004		-	-
Rugosité de surface [m]	0		0.05	0.002

Tableau. 4.2: Propriétés physiques des matériaux [12, 71,38].

4.6 Procédure de résolution:

Dans l'approche de Boussinesq, la différence de densité est simplement considérée comme la force du corps gravitationnel. La valeur de référence de densité est égale à sa valeur à température ambiante. Les équations gouvernantes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont résolues numériquement. Tout d'abord, le modèle implicite est utilisé pour la discrétisation des équations pour coupler la vitesse et la pression avec l'adoption de l'algorithme de type simple. Les vitesses sur les surfaces volumiques sont calculées en utilisant une estimation de second ordre, et la méthode PRESTO pour les pressions sur les surfaces des volumes de contrôle [72]. Le modèle des ordonnées discrètes

(DO) est choisi pour modéliser le rayonnement thermique, puisqu'il représente correctement le phénomène de transfert d'énergie par rayonnement.

Les paramètres de base de la simulation CFD sont résumés dans le Tableau 4.3:

Paramètre de classification	Réglage
Solveur	-Algorithme couplé basé sur la pression - simulation 2D axisymétrique. -Régime permanent (deuxième ordre discrétisation upwind).
Equation d'énergie	-Activé
Modèle visqueux	-Modèle RNG $k - \varepsilon$ -Effets complets de flottabilité.
Modèle de rayonnement	-DO (ordonnées discrètes) -Divisions Thêta: 3 -Divisions Phi: 5 -Pixels Thêta: 3 -Pixels Phi: 5

Tableau. 4.3: Paramètres de la simulation.

- **Le choix du maillage :**

Afin de vérifier l'indépendance du maillage sur la solution, les séries des calculs ont été effectuées pour plusieurs tailles des mailles. Comme le montre le tableau 4.5, trois configurations de maillage ont été testées dans cette étude pour déterminer le meilleur compromis entre la précision et le temps de calcul. Nous avons également opté pour les conditions de fonctionnement suivantes: température ambiante 308 K et rayonnement solaire $1000 \text{ W} / \text{m}^2$.

Du tableau 4.5 apparaît que la puissance de sortie devient insensible au nombre de nœuds, et nous adopterons, pour des raisons de précision le compromis, le temps de calcul et l'espace mémoire, le maillage de 182183 nœuds (figure 4.3).

Nombre des nœuds	91452	182183	191420
Puissance de sortie (kW)	46.094817	54.317106	55.8077120

Tableau. 4.5: Le choix du maillage.

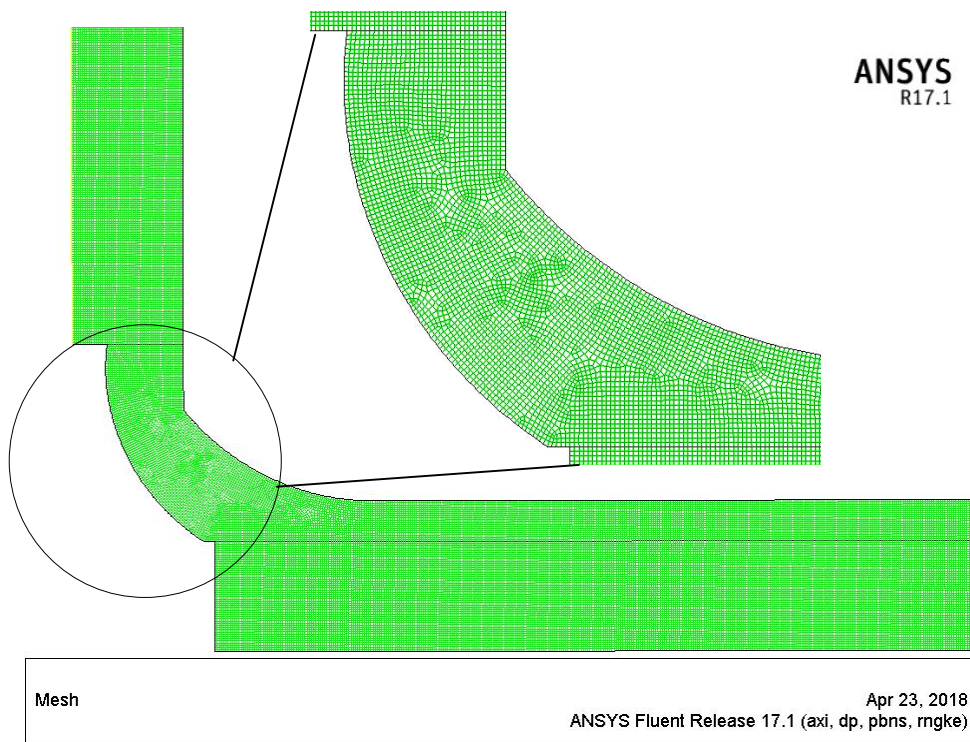


Fig.4.3: Maillage utilisé.

- **Modèle de validation:**

La validation du modèle développé est effectuée en comparant les résultats numériques aux résultats expérimentaux et numériques disponibles dans la littérature [38, 73]. Dans un premier temps, les résultats CFD sont comparés aux résultats expérimentales du prototype espagnole de Manzanares [14, 18]. Le domaine de calcul a été simulé pour deux valeurs différentes du rayonnement solaire (850 et 1000 W / m^2), en maintenant les autres paramètres du système fixes. Le tableau 4.6 montre que les résultats de la simulation sont tout à fait compatibles avec les mesures expérimentales du prototype espagnol et des travaux antérieurs.

Résultats	Radiation solaire (W/m ²)	Puissance de sortie (kW)
Expérience (Manzanares)	850	48
	1000	50
Simulation (Gholamalizadeh et Kim [38])	850	50
Simulation (Hadyan Hafizh [73])	1000	48.61
Simulation (Travaux en cours)	850	50
	1000	54.3

Tableau. 4.6: Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux.

- **Définition des conditions aux limites**

Le Tableau 4.7 montre les conditions aux limites du modèle physique. Pour la convection sur la partie extérieure du toit, la condition limite est considérée avec le coefficient de transfert de chaleur convectif calculé par Pretorius et Kröger [71]. Les valeurs de l'insolation solaire qui pénètre à travers le couvercle du collecteur semi-transparent dans le domaine de calcul sont fixées à 550 W / m², 750 W / m² et 1000W / m².

Dans la CSC, une éolienne est installée à la base de la cheminée. Dans ce type de turbine, la vitesse de l'air avant et après la turbine est approximativement la même. Sur la base de cette approche, et à chaque simulation un processus itérative a été réalisé pour obtenir le saut de pression [38].

Place	Type	Valeur
Sol	Wall	Adiabatique
Ground	Wall	$T = 300 K$
Collecteur	Wall (semi-transparent)	Mixte , $h=9.5Wm^{-2}.K^{-1}, T_a = T_{ambian}$ irradiation solaire
Cheminée et Jonction	Wall	Adiabatique
Axe	Axis	Symétrie
Entrée	Pressure-inlet	$\Delta P = 0 Pa ; \quad T = T_{ambiant} ;$ Méthode de spécification de turbulence: Intensité et diamètre hydraulique Intensité de la turbulence = 1% , Diamètre hydraulique = 1.85m Sens de l'écoulement: Normal à la limite
Sortie	Pressure-outlet	$\Delta P = 0 Pa ;$ $T = T_{ambiante}^{-0.0065 \times H_{ch}} [1]$ Méthode de spécification de turbulence: Intensité et diamètre hydraulique; Intensité de la turbulence = 1% , Diamètre hydraulique = 10.16m Direction du flux: Normal à la limite
Baisse de pression à travers la turbine	Reverse fan	Calculé pour l'approche itérative

Tableau. 4.7: Conditions aux limites.

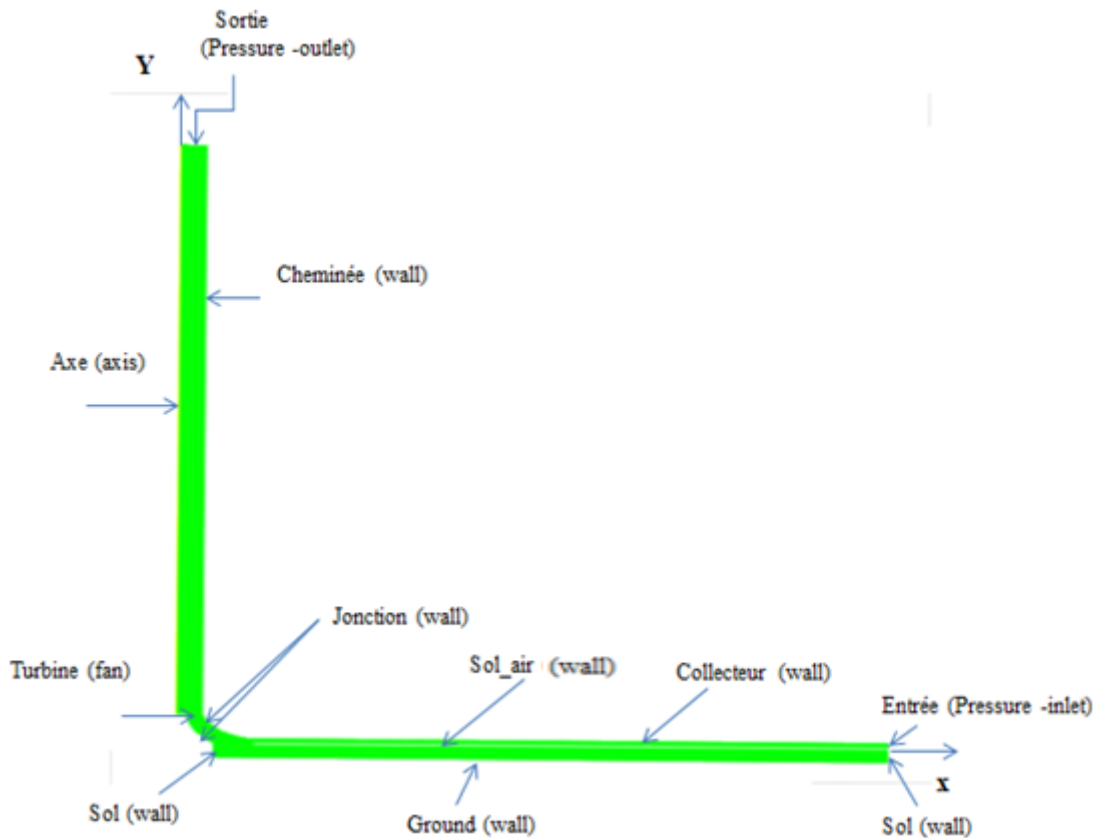


Fig. 4.4: Positionnement des conditions aux limites sur le schéma.

4.7 Résultats et discussion

Des simulations numériques sont effectuées, en utilisant les spécifications de la centrale mentionnées ci-dessus et la stratégie de contrôle de la charge de base. Des simulations numériques ont été effectuées pour analyser les influences du rayonnement solaire et la chute de pression à travers la turbine sur le débit, le transfert de chaleur et la puissance de sortie d'une CSC à l'état stationnaire. Le rendement obtenu par une CSC est maximisé lorsque la perte de charge au niveau de la turbine et du générateur est d'environ 80% de la pression différentielle totale disponible [74, 75] (le rendement de la turbine et du générateur $\eta_{turb-g} = 0.8$) [76, 77]. Sur la base de cette approche, un processus itératif a été effectué pour obtenir le saut de pression à travers la turbine et cela pour toute simulation. Sur la base des résultats numériques, les courbes de vitesse et de température d'une CSC en fonction des paramètres géométriques de la centrale de Manzanares sont tracées.

4.7.1 Effet de toit secondaire

Pour comprendre l'effet du toit secondaire, nous avons simulé la CSC sans et avec l'inclusion du toit secondaire dans le collecteur principal existant. Les résultats ont montré que la puissance de sortie potentielle est d'environ 54.3 kW dans la CSC avec le collecteur modifié et d'environ 41.9 kW dans la CSC initial. Les résultats indiquent une puissance légèrement supérieure à 30% pour l'installation modifiée par rapport à la centrale de référence (voir le tableau 4.8).

Type de centrale	Puissance de sortie (kW)	Différences relative
La centrale de référence	41.9	--
La centrale avec toit secondaire	54.3	30%

Tableau.4.8: Comparaison de puissance de sortie, illustrant l'effet du toit secondaire pour une irradiation solaire de $1000 \text{ W} / \text{m}^2$ et de $T_{\text{sol-air}} = 324 \text{ K}$.

4.7.2 Mécanisme de régulation

Considérons le contour de performance en chiffres pour la centrale incorporant un toit secondaire. Il est évident que la puissance de sortie de l'installation augmente lorsque le mécanisme de régulation du débit d'air de la section inférieure est complètement ouvert. Dans le cas où le mécanisme de régulation est complètement fermé (pas de circulation d'air à travers la section inférieure B), entraînant une chute soudaine de la puissance de sortie comme indiqué dans le Tableau.4.9. Le toit secondaire donne à l'installation la capacité de stocker et de libérer de l'énergie de la partie inférieure (B) du collecteur afin de réguler la puissance de sortie de l'installation. Lorsque la puissance est moindre, la partie inférieure est refermée et l'énergie est à nouveau stockée dans le sol et dans la couche d'air entre le toit secondaire et le sol. Si plus de puissance est nécessaire, la section inférieure se ré-ouvre de manière contrôlée et libère l'écoulement d'air sous le toit secondaire. Ce flux d'air extrait l'énergie du sol et augmente par la suite la puissance de l'installation. Ainsi, en termes de production d'électricité de pointe, il est clair que l'inclusion d'un toit secondaire montre le potentiel d'un contrôle important de la sortie du CSC.

Type de système	Insolation solaire (W/m ²)	Puissance de sortie (kW)
Ouvert	550	23.3
	750	33.3
	1000	54.3
Fermé	550	4.2
	750	5.7
	1000	9.2

Tableau.4.9: Puissance de sortie à l'ouverture et à la fermeture du collecteur secondaire à différentes irradiances solaires et $T_{\text{sol-air}} = 324 \text{ K}$.

4.8 Effet de longueur et de la hauteur du toit secondaire

Pour comprendre l'effet de la longueur et de la hauteur du toit secondaire sur la puissance de sortie, nous avons simulé la CSC avec un toit secondaire de longueurs et de hauteurs différentes. Il est à noter que la puissance de sortie est supérieure pour la longueur (L_1) de 107 m et la hauteur (H_1) de 0,5 m comme c'est indiqué dans les tableaux 4.10 et 4.11.

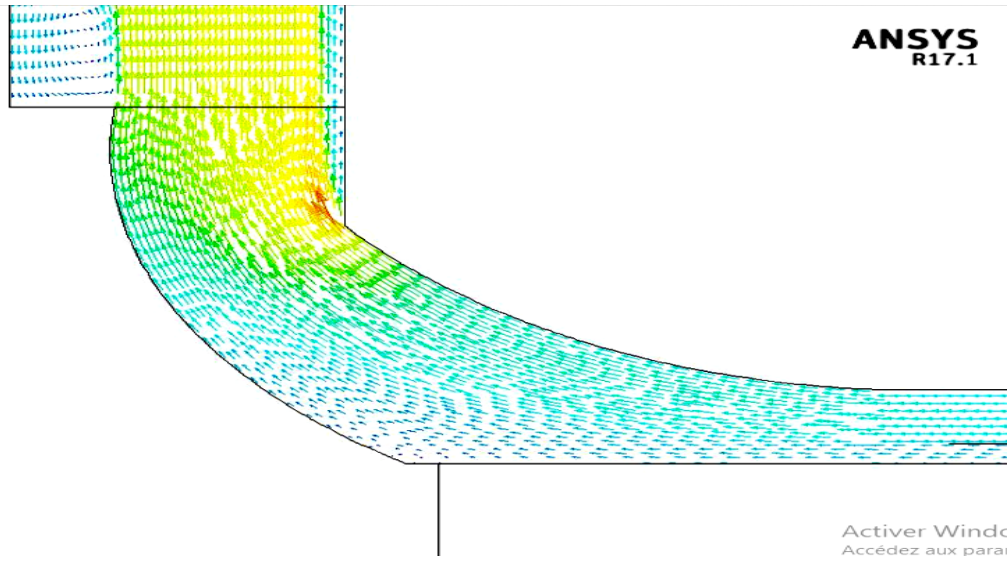
Longueur (L_1) (m)	Puissance de sortie (kW)
40	10.8
70	10.5
107	23.3
116	15.6

Tableau 4.10: Illustration de l'effet de la longueur du toit secondaire à $H_1 = 0,5 \text{ m}$, $T_{\text{sol-air}} = 306 \text{ K}$ et insolation solaire de 550 W / m^2 .

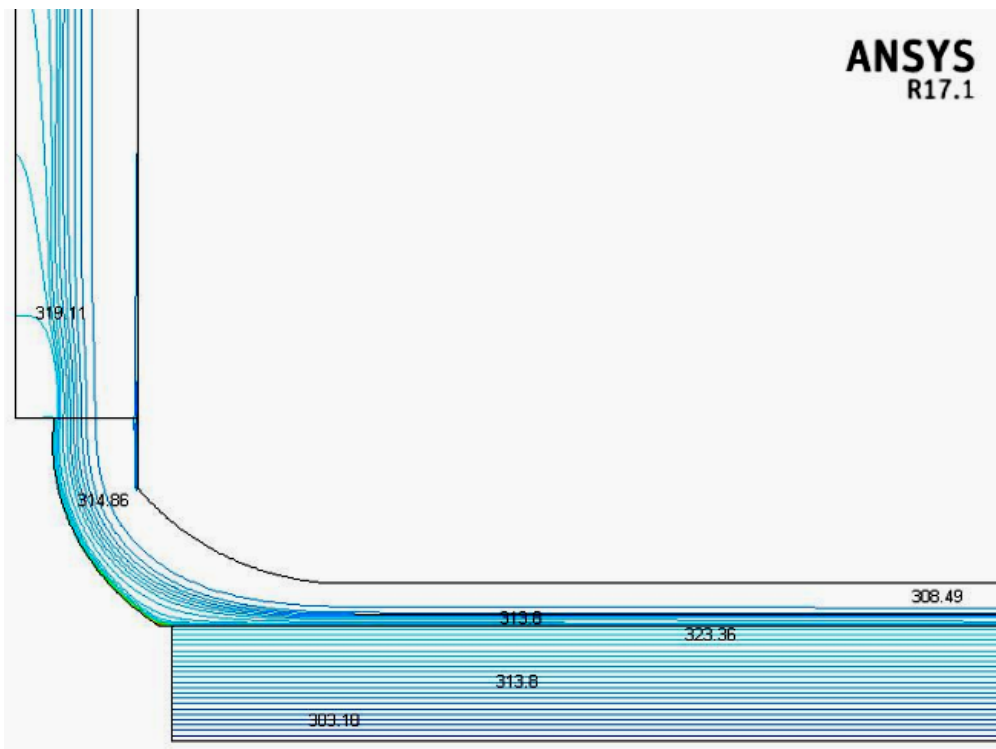
Hauteur (H_1) (m)	Puissance de sortie (kW)
0,3	20.8
0.5	23.3
0.925	3.4
1,3875	10

Tableau 4.11: Illustration de l'effet de la hauteur du toit du collecteur secondaire à $L_1=107\text{m}$, $T_{\text{sol-air}} = 306\text{K}$ et insolation solaire de 550 W / m^2 .

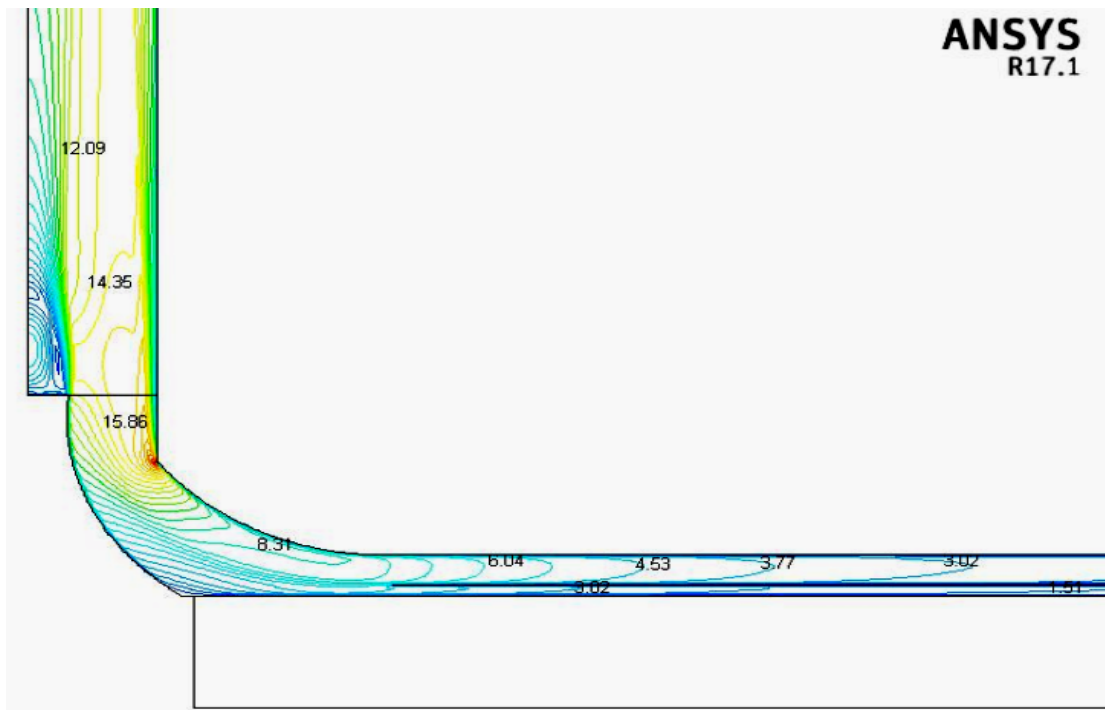
4.9 Etude aérodynamique



(a)



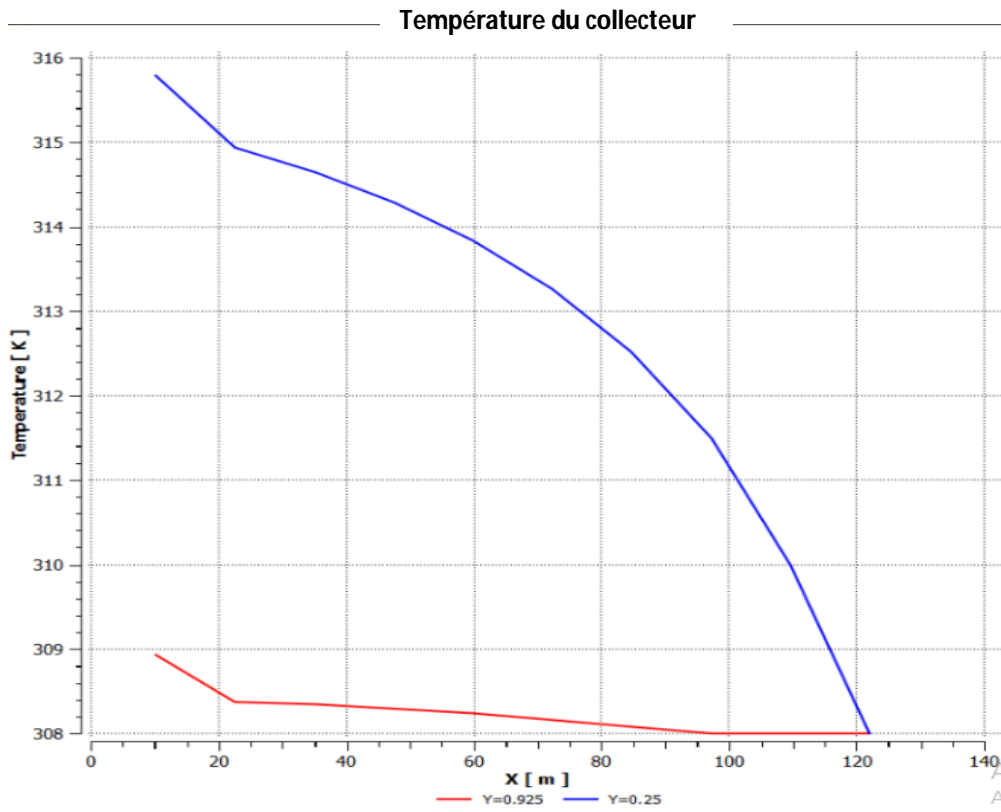
(b)



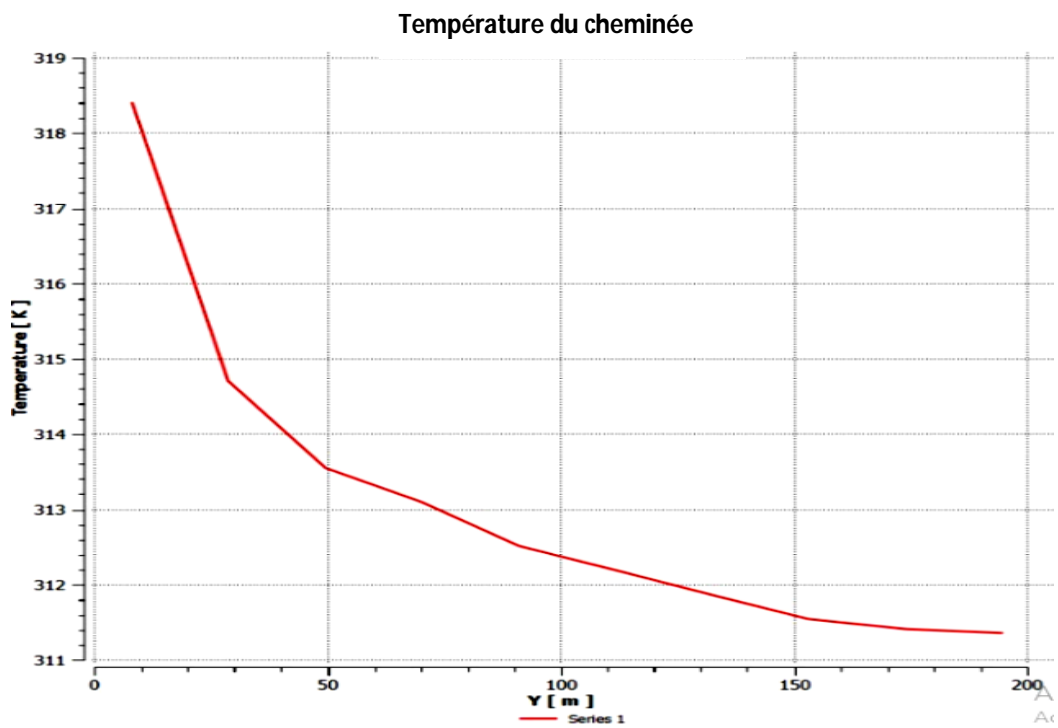
(c)

Fig. 4.5: Distribution de (a) vecteurs de vitesse du système pendant le fonctionnement de la turbine, (b) la température et (c) la vitesse, à $T_{\text{sol-air}} = 324\text{K}$ et l'insolation solaire de 1000 W / m^2 ($H_1 = 0.5\text{m}$ et $L_1 = 107\text{m}$).

La figure 4.5 (a), montre une configuration où le flux d'air est dévié vers le mouvement vertical avant la section en amont de la turbine. La figure 4.5 (b) illustre la distribution de température dans l'installation. Nous observons que la température du fluide à l'intérieur de la cheminée atteint environ 319.11K et dans le collecteur approximativement 314.86 K et la valeur maximale dans le sol est voisine de 323.36 K alors que sous et sur le toit secondaire la température d'air atteint environ 313.8 K et 308.49K respectivement. De la figure 4.5 (c) il est évident que la vitesse de l'air augmente à travers le collecteur, et atteint son maximum à la base de la cheminée, dont la valeur est de 15.66 m / s et sous le toit secondaire la vitesse d'air atteint environ 3.02 m / s et sur le toit secondaire la vitesse d'air atteint environ 4.53 m / s et dans la zone juste après le collecteur la vitesse d'air est proche de 8.31 m/s pour l'ensoleillement de 1000 W / m^2 .



(a)



(b)

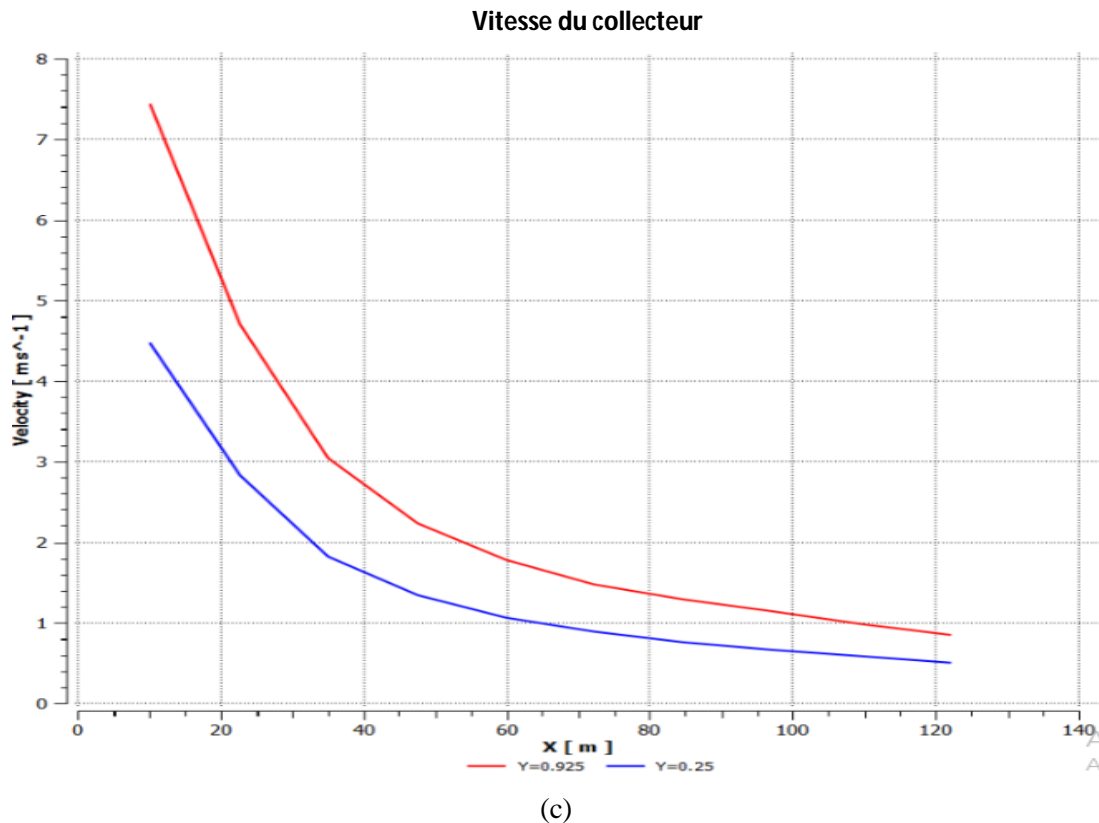


Fig. 4.6: Profils de (a), (b) Température et (c) vitesse aux niveaux $Y = 0.925$, $Y = 0.25$ à $T_{\text{sol-air}} = 324\text{K}$ et l'insolation solaire de $1000 \text{ W} / \text{m}^2$ ($H_1 = 0.5\text{m}$ et $L_1 = 107\text{m}$).

Les profils de température et de vitesse, dans le collecteur, sont représentés sur la Fig. 4.6, pour un rayonnement solaire donné ($Q = 1000 \text{ W} / \text{m}^2$). La température du fluide et sa vitesse au dessous de chaque collecteur augmentent avec la diminution du rayon et atteint son maximum à la base de la cheminée. On observe dans la figure 4.6 (b) qu'à la base de la cheminée la température atteint sa valeur maximale et commence à diminuer jusqu'à la buse de la cheminée. La figure 4.6 (c) montre les profils de la vitesse de l'air au dessous de chaque collecteur. La vitesse augmente à travers le collecteur en diminuant le rayon et en atteignant la base de la cheminée où elle augmente rapidement.

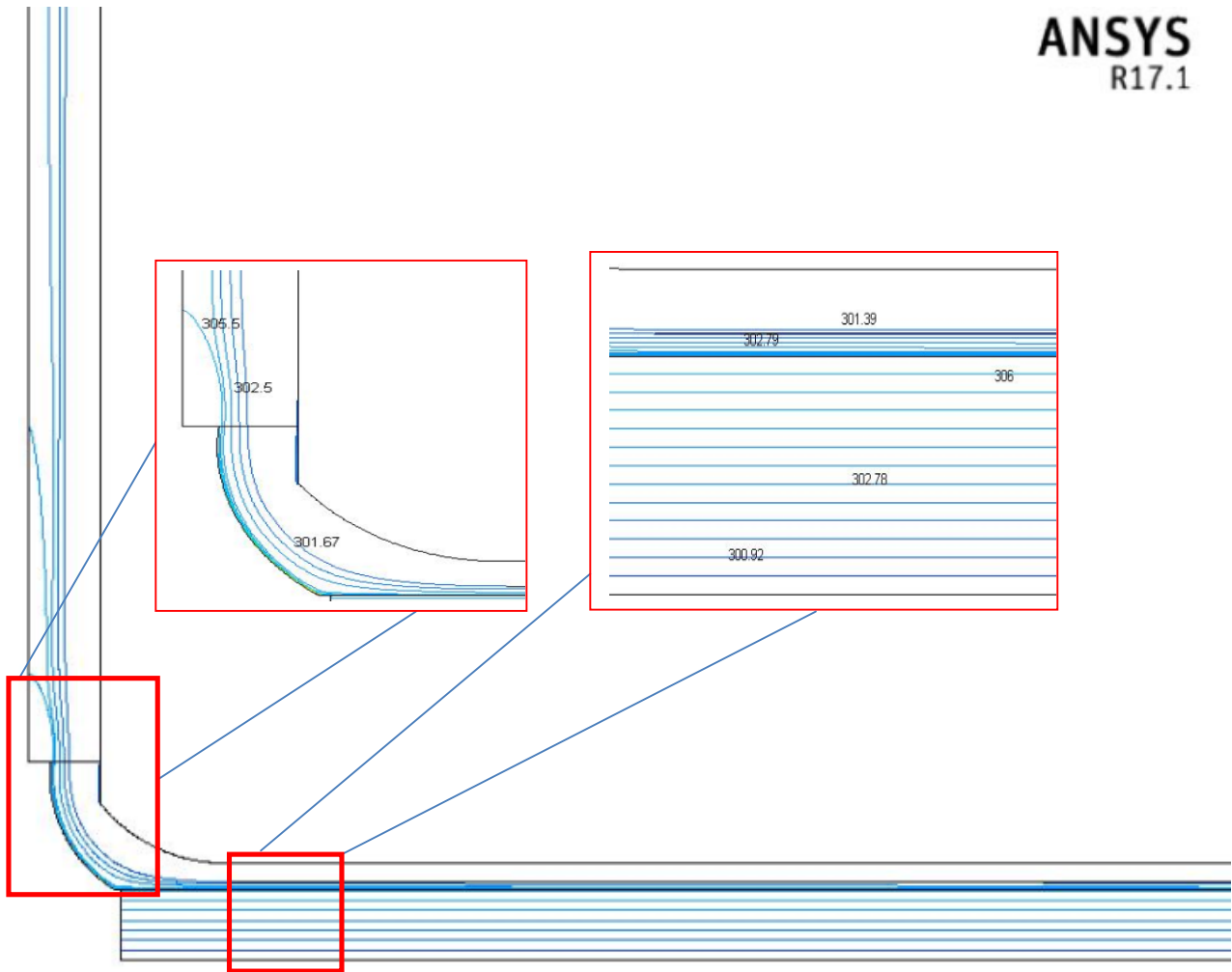


Fig. 4.7: Distribution de la température (K), à $T_{\text{sol-air}} = 306\text{K}$ et l'insolation solaire de 550 W / m^2 ($H_1 = 0,5\text{ m}$ et $L_1 = 107\text{ m}$).

La figure 4.7 illustre la répartition de la température dans l'installation. Nous observons que la température du fluide à l'intérieur de la cheminée atteint environ $305,5\text{ K}$ et dans le collecteur approximativement $301,67\text{ K}$ et la valeur maximale dans le sol est autour de 306 K mais sous et sur le toit secondaire la température d'air atteint environ $302,79\text{ K}$ et $301,39\text{ K}$ respectivement.

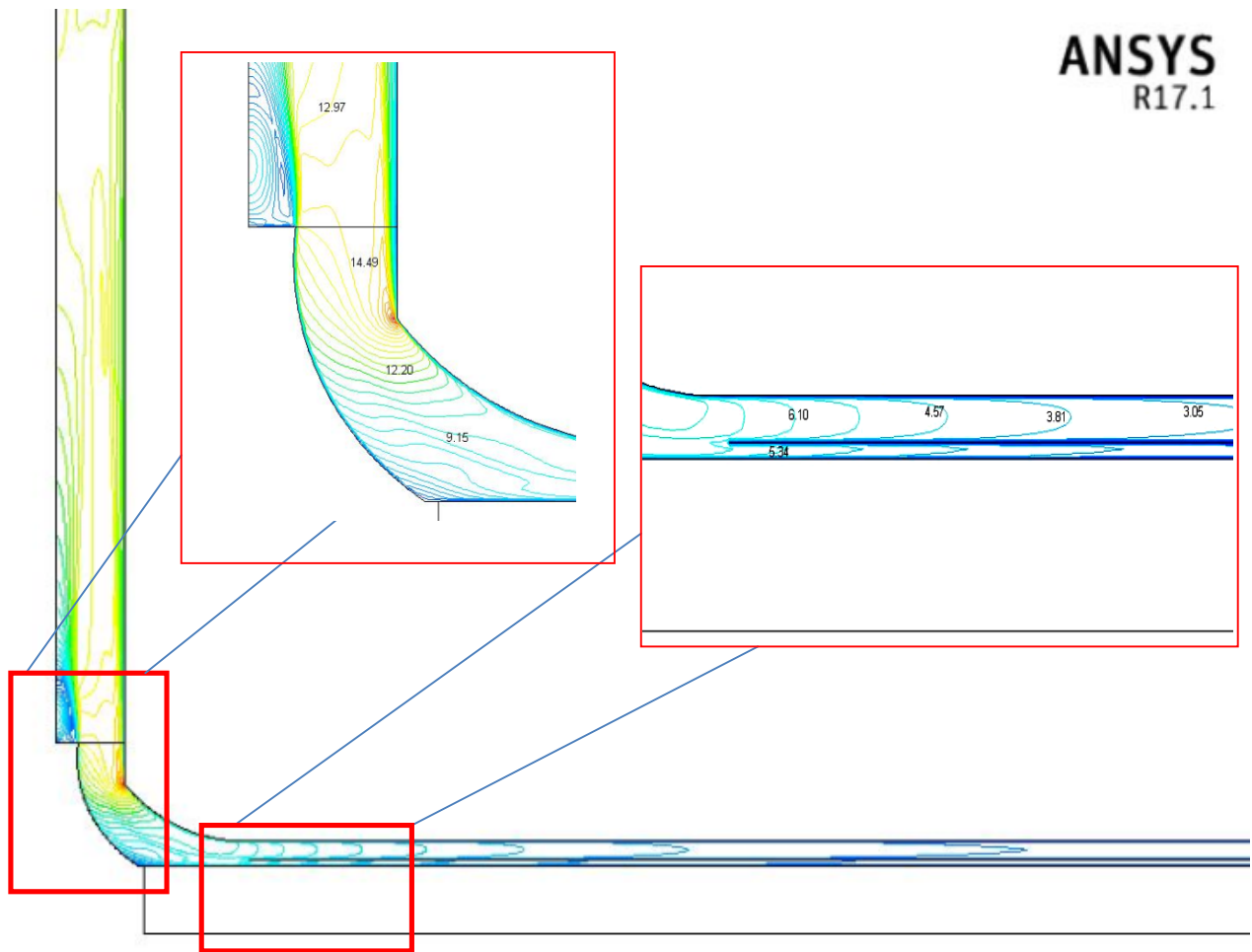


Fig. 4.8: Distribution de la vitesse (m/s), à $T_{\text{sol-air}}=306\text{K}$ et l'insolation solaire de 550 W/m^2 ($H_1=0.5\text{m}$ et $L_1=107\text{m}$).

De la figure 4.8, il est évident que la vitesse de l'air augmente à travers le collecteur, et atteint son maximum à la base de la cheminée, d'où sa valeur est de 14.49 m/s et au milieu sous le toit secondaire la vitesse d'air atteint environ 5.34 m/s et sur le toit secondaire la vitesse d'air atteint environ 6.10 m/s et dans la zone juste après le collecteur la vitesse d'air est très proche 9.15 m/s pour l'ensoleillement de 550 W/m^2 .

4.10 Cas d'exploitation de conditions climatiques relevées sur terrain

Dans cette partie, en se basant sur les paramètres météorologiques des régions sélectionnées de Tamanrasset et Constantine (Algérie), tels que le rayonnement solaire et la température ambiante, nous avons analysé numériquement le transfert de chaleur et la performance de production de CSC dans ces régions d'Algérie et nous avons présenté une évaluation de la quantité horaire et mensuelle de l'énergie électrique produite.

La performance de tout système solaire est étroitement liée à l'irradiation solaire. Notre intérêt a d'abord porté sur ce paramètre clé. Le potentiel solaire de l'Algérie, selon l'Agence spéciale allemande [78], est plus important que celui des autres pays méditerranéens comme l'illustre la figure 4.10 [79].

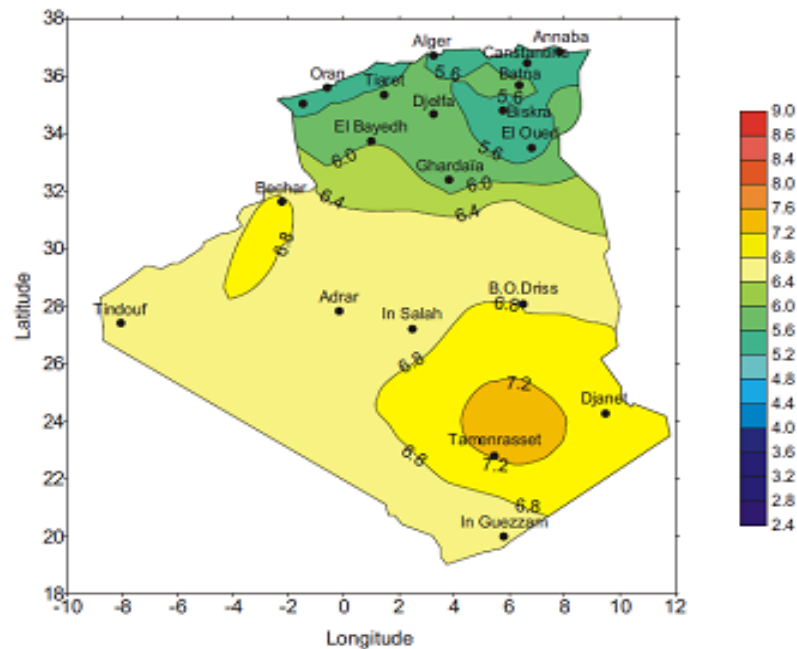


Fig. 4.9: Solaire global. Irradiation reçue sur un plan incliné à la latitude du lieu: moyenne annuelle [79].

Deux régions: Constantine et Tamanrasset, situées dans différents sites d'Algérie (voir Fig. 4.9) sont considérées dans cette étude. Ces sites ont de très bons emplacements pour bénéficier des avantages de l'utilisation de l'énergie solaire et de l'adoption de technologies connexes. Les coordonnées géographiques sont résumées au tableau 4.12. Les données mensuelles moyennes et quotidiennes du rayonnement solaire sur une surface horizontale (MJ / m² / jour) ont été obtenues à partir de bases de données issues des projets nationaux et internationaux tels que Atlas solaire d'Algérie [80, 39], le Système d'information géographique et le photovoltaïque est un exemple de source de données du domaine public.

La région de Tamanrasset, située dans la partie sud du pays, est caractérisée par un climat aride saharien; un ensoleillement abondant tout au long de l'année et de nombreuses zones plates inutilisées. Ce site est idéal pour profiter des avantages de l'utilisation de l'énergie solaire et de l'adoption de la technologie CSC qui devrait fournir de l'énergie électrique aux

villages reculés situés dans la région sud du pays. Aussi l'exploitation de l'énergie thermique dans la zone du collecteur en utilisant le principe de la culture sous les collecteurs qui contribuera fortement à réduire le coût du kWh.

Constantine est située à l'est du pays et son climat est continental. Dans cette région, le rayonnement solaire et la température sont inférieurs aux autres zones choisies pour l'étude. Cependant, les résultats montrent que cette technologie peut être adoptée dans cette région et donc dans toutes les régions qui ont les mêmes caractéristiques de leur climat. L'inconvénient de cette région, c'est que c'est une zone urbaine à forte densité de population et la non disponibilité de grandes surfaces inutilisées qui permettent l'installation de la CSC.

Sites	Lat. °N	Long. °E	Alt. (m)	Climate
Constantine	36.6	6.6	611	Continental
Tamanrasset	22.8	5.5	1381	Aride

Tableau.4.12: Coordonnées géographiques des régions choisies [39].

Les variations mensuelles du rayonnement solaire dans les deux régions sont illustrées sur la Fig.4.10. On peut y remarquer que Tamanrasset a la meilleure irradiation solaire (28.8MJ / m² / jour), mais Constantine en reçoit moins. On observe également que ces villes ont le rayonnement solaire le plus élevé en Juin.

La figure 4.11 montre l'évolution de la température ambiante moyenne de chaque région au cours de l'année. Les températures ambiantes moyennes de chaque ville sont assez différentes; elles peuvent atteindre 29 °C à Tamanrasset en Juin et 26 °C à Constantine en Juillet.

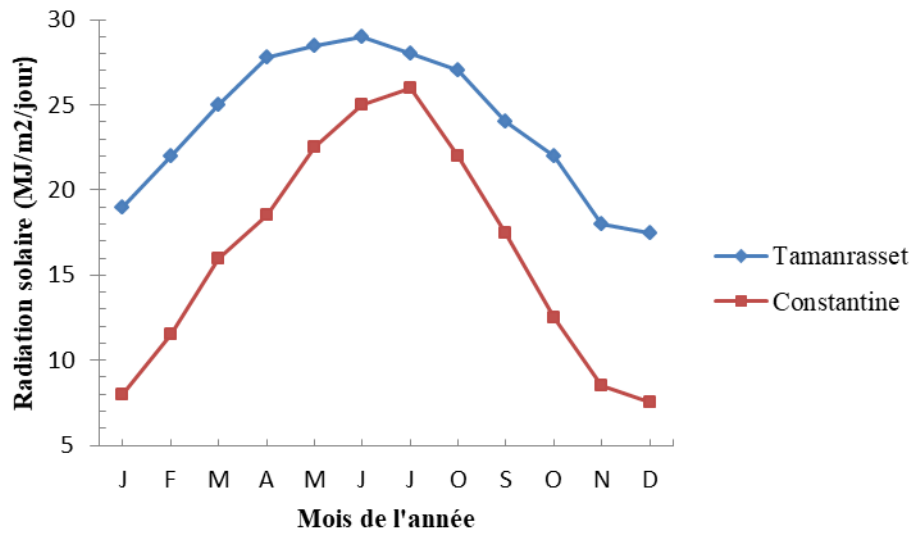


Fig .4.10: Rayonnement solaire moyenne mensuel dans deux sites [39].

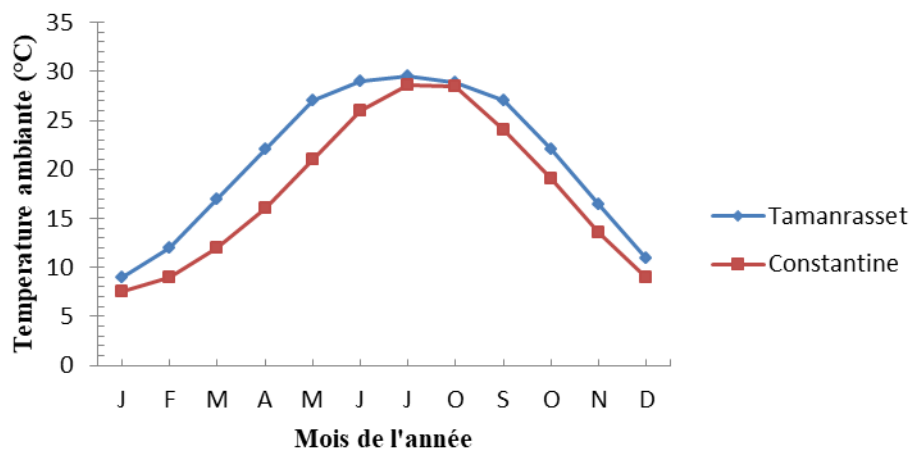


Fig .4.11: Température ambiante moyenne mensuelle dans les deux sites [39].

Nous avons choisi le mois de juin lorsque le rayonnement global et la température ambiante sont les plus élevés. Les figures 4.12 et 4.13 montrent la variation horaire du flux rayonné global moyen et la variation de la température ambiante moyenne, respectivement, pour chaque heure d'un jour de juin dans les régions de Tamanrasset et de Constantine. Il est clair que les courbes de rayonnement global ont une forme similaire (en forme de cloche) en atteignant son maximum vers 12h. En outre, nous pouvons remarquer que les courbes sont très proches les unes des autres.

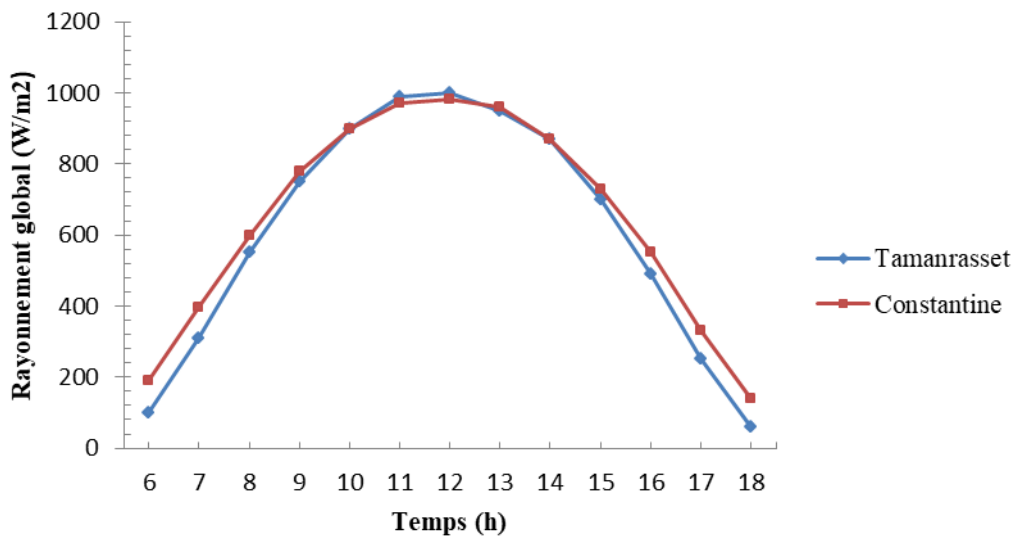


Fig .4.12: Variation de l'irradiation solaire moyenne en fonction du temps pour le mois de Juin dans les deux sites [39].

L'analyse des différentes courbes de la température ambiante conduit à constater que les valeurs de température étaient très différentes entre ces deux régions. Cela peut s'expliquer par leurs positions géographiques et leur Albédo. On peut remarquer qu'en juin la température peut atteindre entre 14h et 15h 36 ° C à Tamanrasset alors qu'à Constantine elle est de 32,5 ° C au coup de 15h.

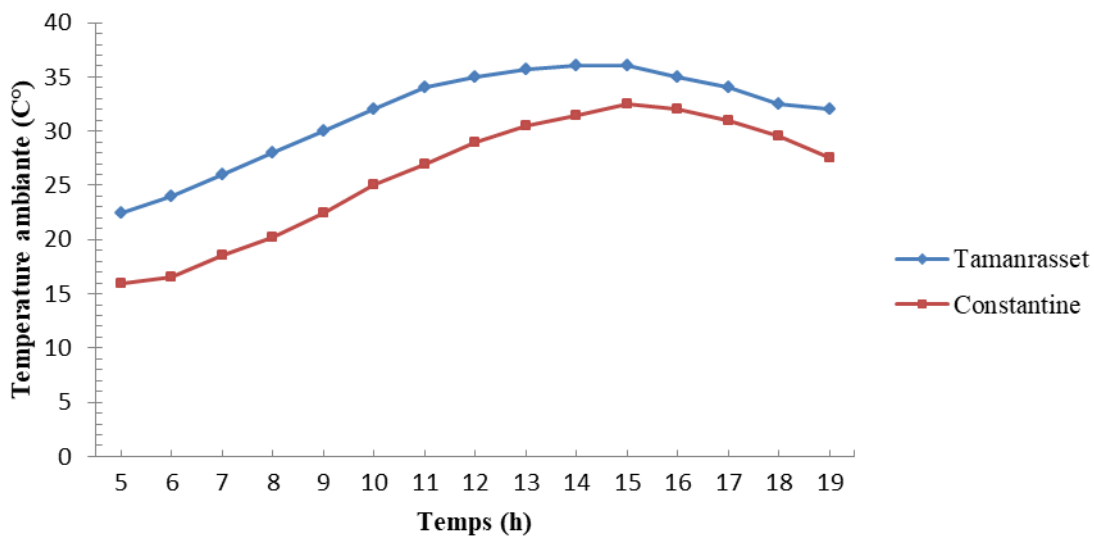


Fig .4.13: Variation de la température ambiante moyenne en fonction du temps pour le mois de Juin dans les deux sites [39].

4.10.1 Simulation et résultats:

- Etude aérodynamique de la centrale de référence

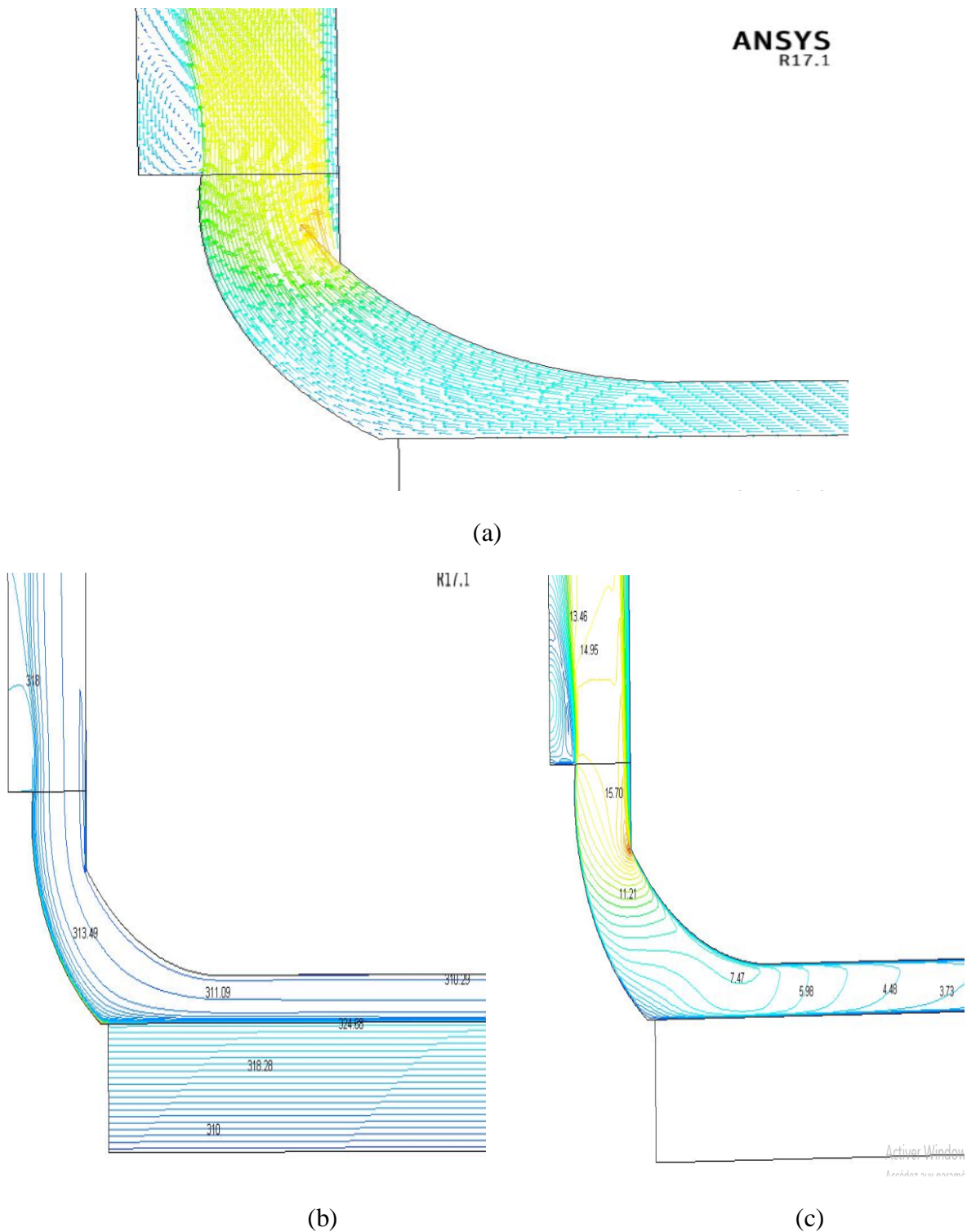
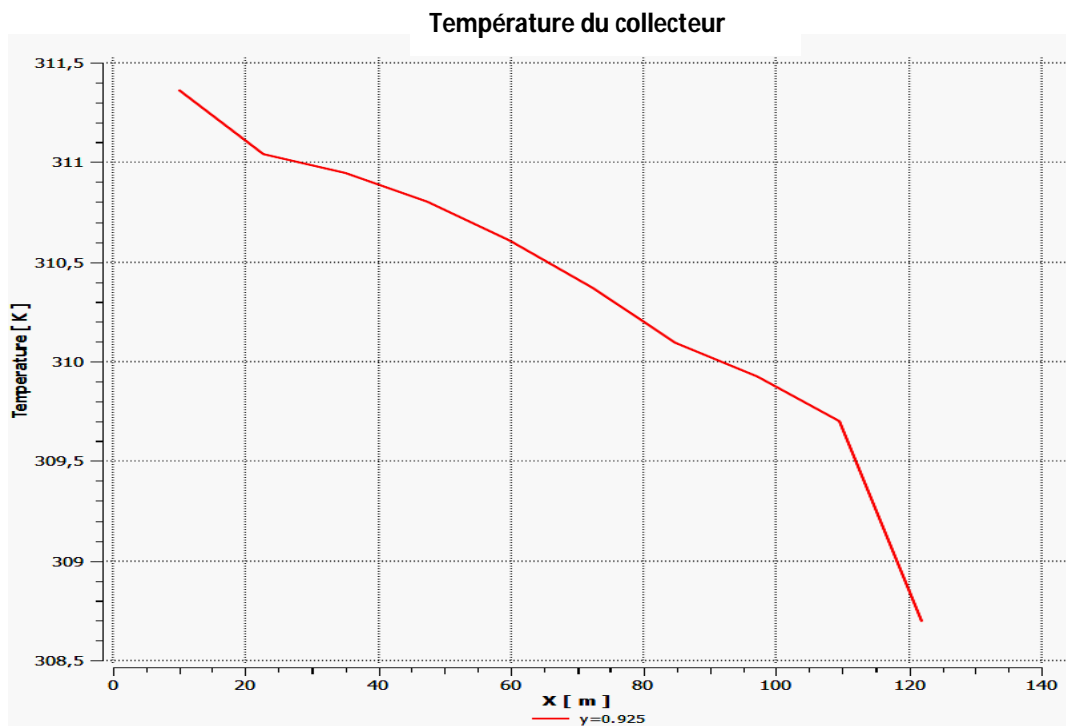
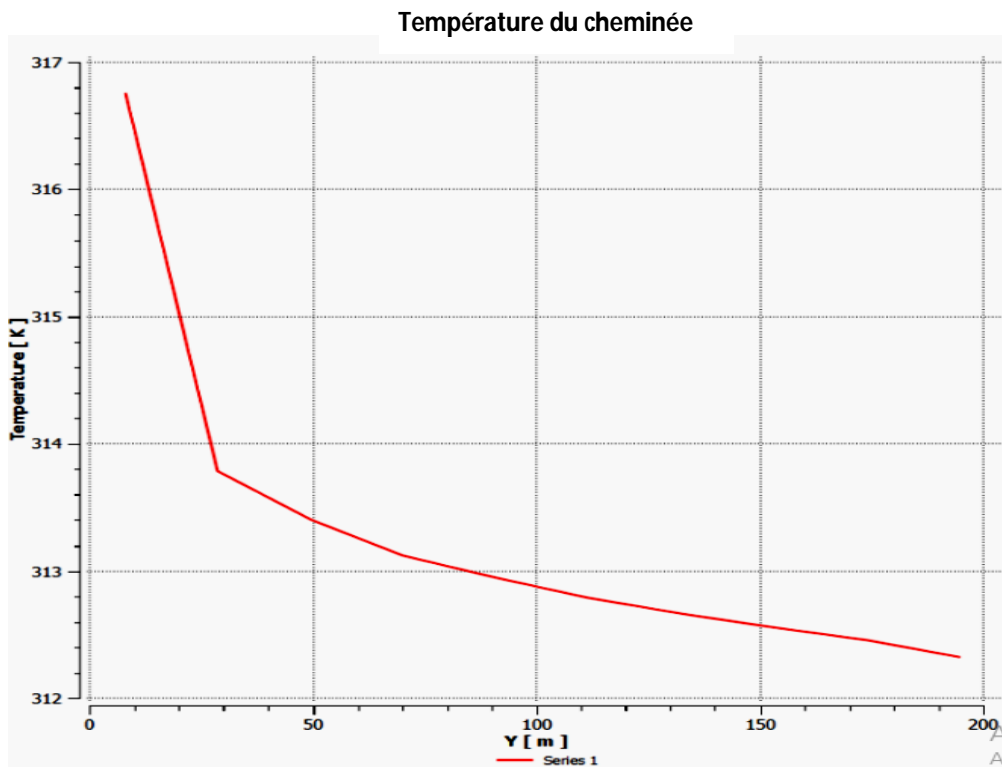


Fig. 4.14: Distribution de (a) vecteur vitesse, (b) la température et (c) la vitesse, à $T_{\text{sol-air}} = 323\text{K}$ et l'insolation solaire de $950 \text{ W} / \text{m}^2$ pendant le fonctionnement de la turbine.

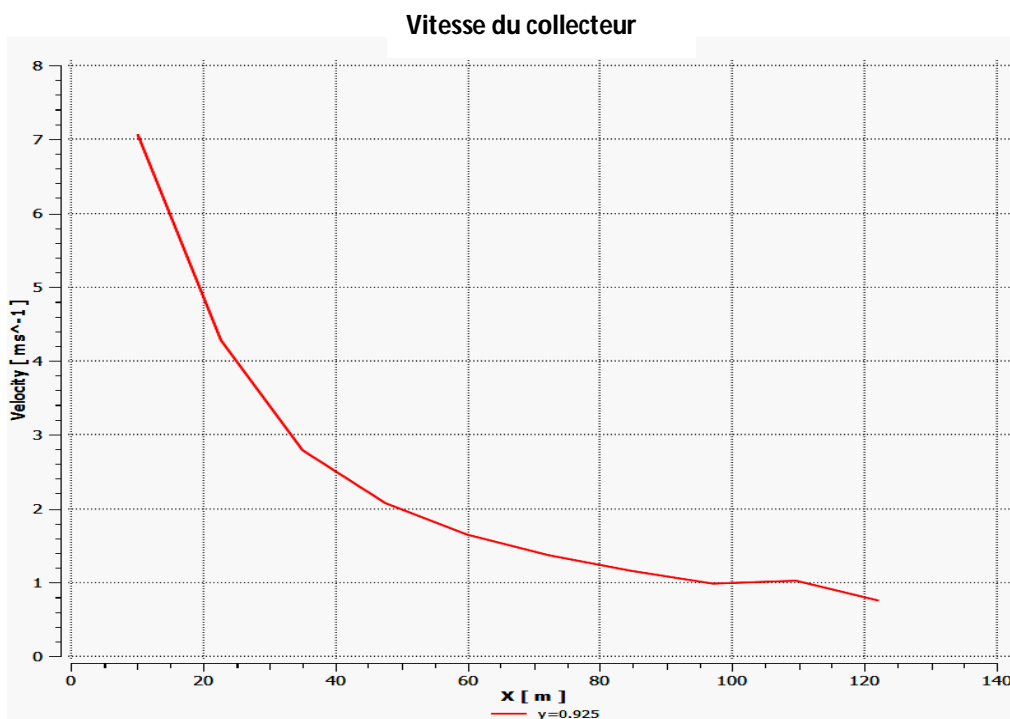
Comme le montre la figure 4.14 (a), le flux d'air est dévié vers le mouvement vertical à l'amont de la turbine. La figure 4.14 (b) illustre la distribution de température de l'installation. Nous observons que la température du fluide à l'intérieur de la cheminée atteint environ 318 K et dans le collecteur approximativement 311.09 K et la valeur maximale dans le sol est de 324.68 K. De la figure 4.14(c) il est évident que la vitesse de l'air augmente à travers le collecteur, et atteint son maximum à la base de la cheminée, dont la valeur est de 15.7 m/s et dans la zone juste après le collecteur la vitesse d'air est de 7.47 m/s pour l'ensoleillement de 950 W/m^2 .



(a)



(b)

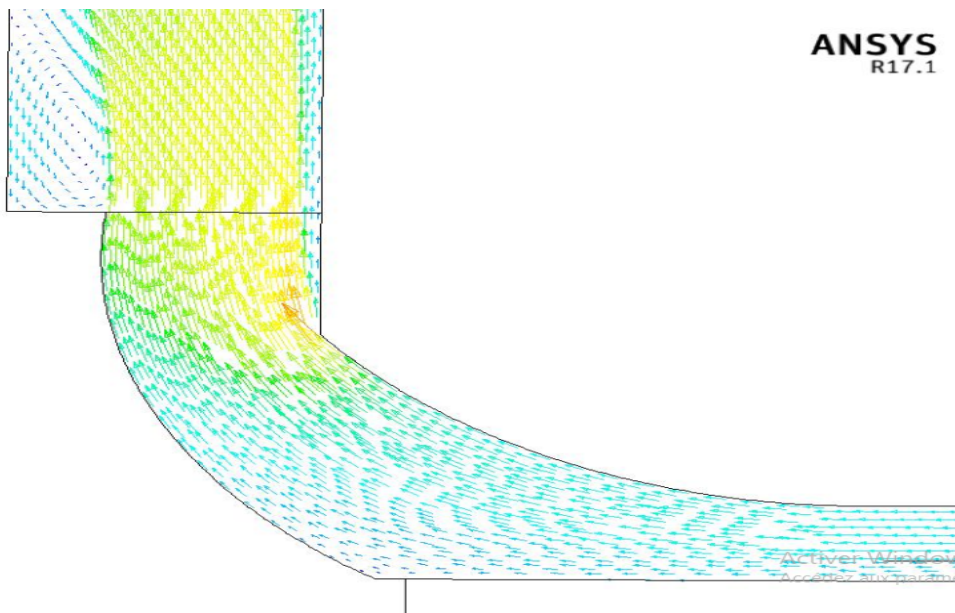


(c)

Fig.4.15: Profils de (a), (b) Température, (c) vitesse au niveau Y=0.925 et $T_{\text{sol-air}} = 323\text{K}$ et l'insolation solaire de 950 W / m^2 .

Les profils de température et de vitesse, dans le collecteur et le profil de température au cheminée, sont représentés sur la Fig. 4.15, pour un rayonnement solaire donné ($Q = 950 \text{ W / m}^2$). La température du fluide et sa vitesse augmentent en diminuant le rayon et en atteignant la base de la cheminée, où elle augmente plus fortement. La figure 4.15 (c) montre le profil de la vitesse de l'air à travers le collecteur qui augmente avec la diminution du rayon et en atteignant la base de la cheminée, où elle augmente plus fortement.

- **Etude aérodynamique de la centrale avec l'inclusion d'un toit secondaire**



(a)

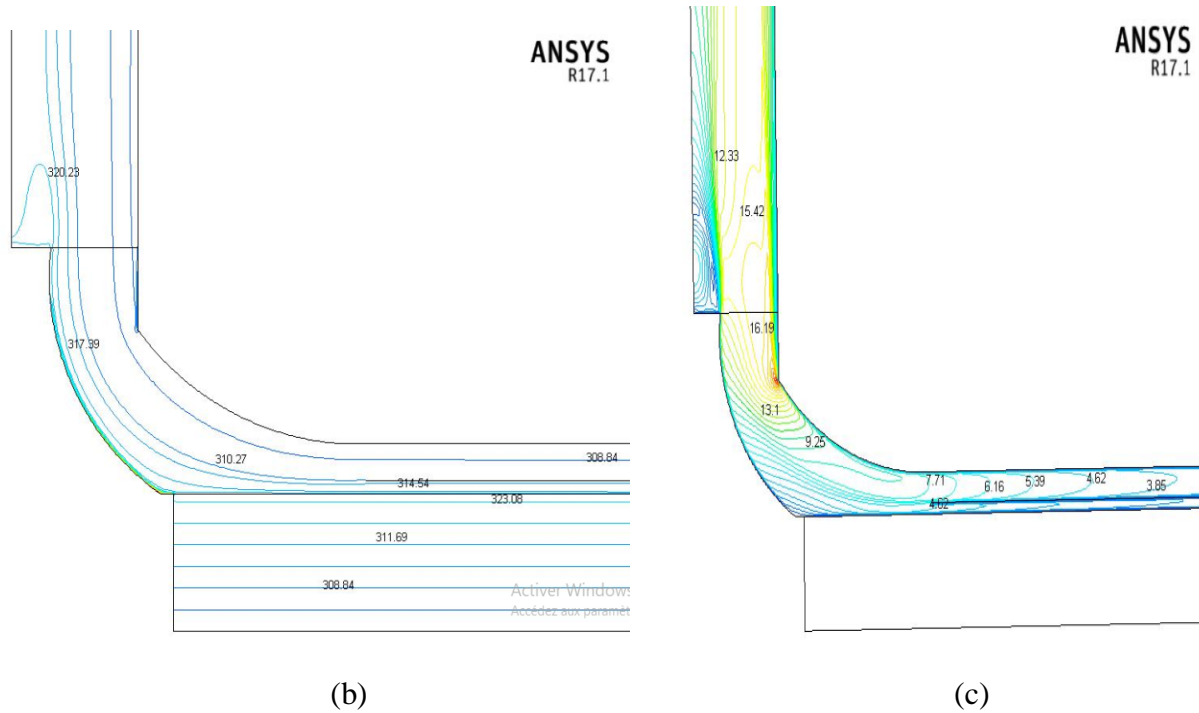
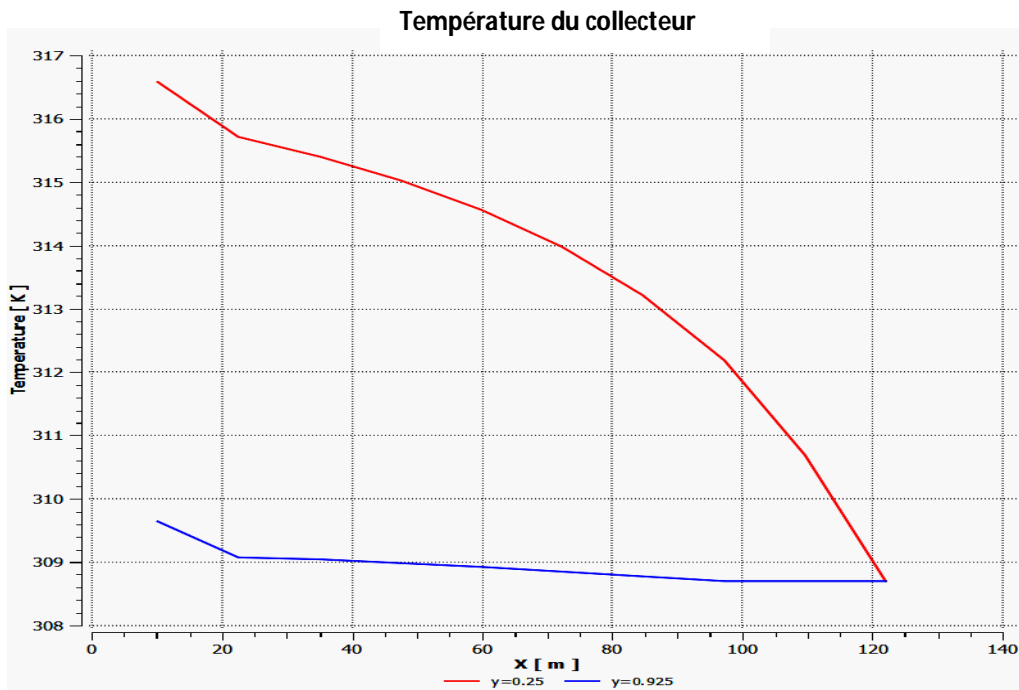
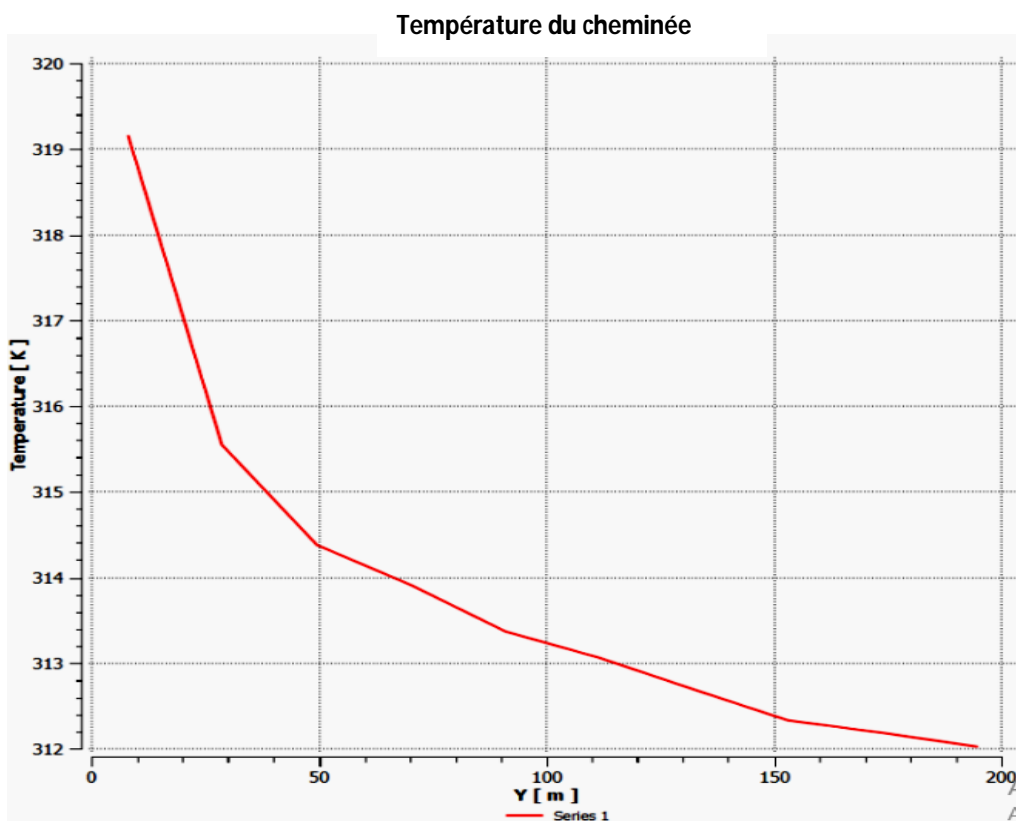


Fig. 4.16: Distribution de (a) vecteur de vitesse du système pendant le fonctionnement de la turbine, (b) la température et (c) la vitesse, à $T_{\text{sol-air}}=323\text{K}$ et l'insolation solaire de 950 W/m^2 ($H_1=0.5\text{m}$ et $L_1=107\text{m}$).

On observe dans la figure 4.16 (a) que les vecteurs vitesses décrivent la déviation vers le mouvement vertical avant la section de turbine. La figure 4.16 (b) illustre la distribution de température dans l'installation. Nous observons que la température du fluide à l'intérieur de la cheminée atteint les 320.23K et dans le collecteur elle est de 317.39 K et sa valeur maximale dans le sol est de 323.08 K . Cependant, sous et sur le toit secondaire la température d'air atteint environ 314.54 K et 308.84K respectivement. De la figure 4.16 (c) on note que la vitesse de l'air augmente à travers le collecteur, et atteint son maximum à la base de la cheminée, dont la valeur est de 16.19 m/s et au milieu sous le toit secondaire la vitesse d'air atteint environ 4.02 m/s et sur le toit secondaire la vitesse d'air atteint environ 7.71 m/s et dans la zone juste après le collecteur la vitesse d'air presque 9.25 m/s pour l'ensoleillement de 950 W/m^2 .



(a)



(b)

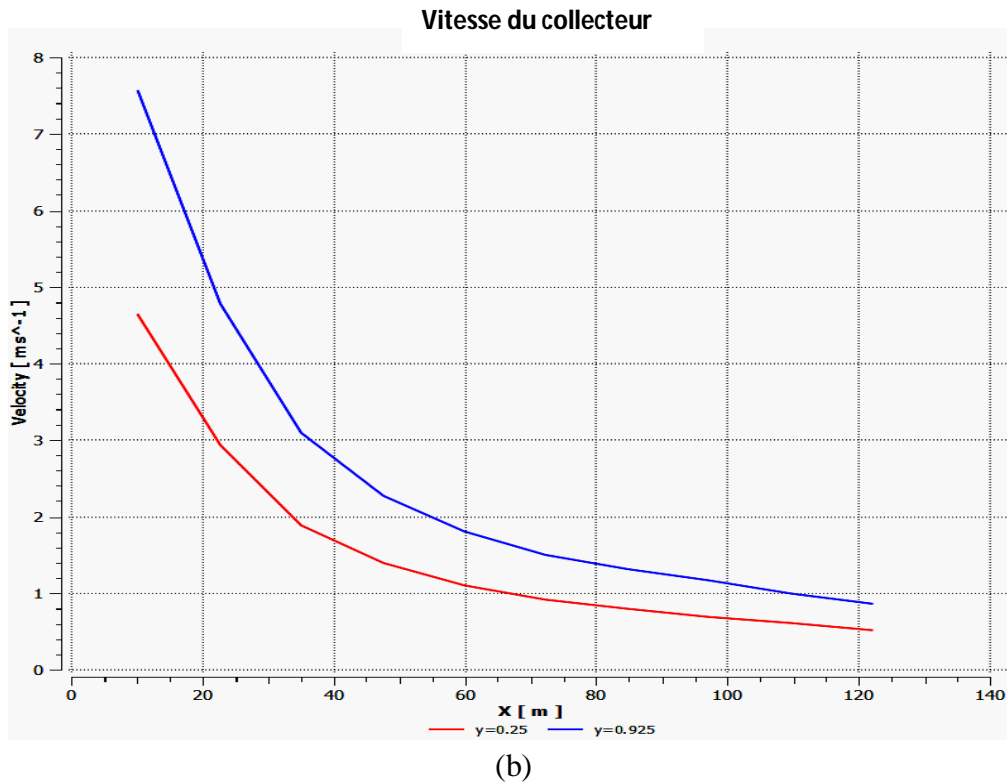


Fig. 4.17: Profils de (a), (b) Température et (c) vitesse aux niveaux $Y = 0.925$, $Y = 0.25$ à $T_{\text{sol-air}} = 323\text{K}$ et l'insolation solaire de 950 W / m^2 ($H_1 = 0.5\text{m}$ et $L_1 = 107\text{m}$).

Les profils de température et de vitesse, au dessous de chaque collecteur, et le profile de température dans la cheminée, sont représentés sur la Fig. 4.17, pour un rayonnement solaire donné ($Q = 950 \text{ W / m}^2$). La température et sa vitesse du fluide augmentent avec la diminution du rayon et elles augmentent rapidement en atteignant la base de la cheminée. On observe dans la figure 4.17 (b) qu'à la base de la cheminée la température atteint sa valeur maximale et commence à diminuer jusqu'à la buse de la cheminée. La figure 4.17 (c) montre les profils de la vitesse de l'air au dessous de chaque collecteur. Elle est à sa plus forte valeur à la base de la cheminée, et elle s'accroît à travers le collecteur tout en diminuant le rayon de celui-ci jusqu'à atteindre une vitesse maximale aux alentours de $X=10.16 \text{ m}$ et $Y=0.25 \text{ m}$ et $Y=0.925 \text{ m}$ où la vitesse est de 4.62 m/s et 7.71 m/s respectivement.

L'électricité produite chaque mois par un SCPP installé dans des régions sont présentées sur la Fig.4.18. La figure montre que la région de Tamanrasset a présenté la meilleure production d'électricité ($58,3 \text{ kW}$) par rapport à la région de Constantine ($44,06 \text{ kW}$) dans le cas de l'inclusion du toit secondaire. Mais dans le cas du prototype de référence (sans toit

collecteur secondaire), la production d'électricité à Tamanrasset est de 50,9 kW et à Constantine elle est de 34,7 kW.

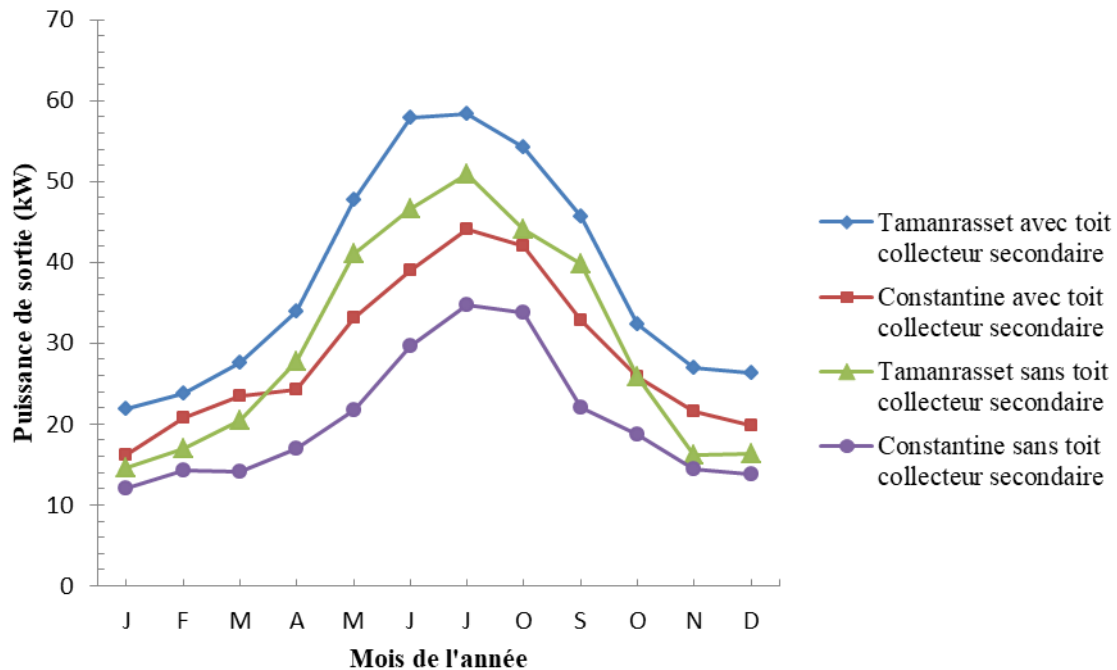


Fig. 4.18: Productivité moyenne mensuelle de la puissance de la cheminée solaire.

Fig.4.19 montre la variation du programme de sortie électrique au cours du mois de Juin, il est remarquable que les courbes de puissance électrique ont une forme similaire (en forme de cloche) atteignant le pic à 13h. Le faible rayonnement solaire à Constantine explique la diminution de la température ambiante. Dans la région de Tamanrasset, la puissance maximale est de 57,4 kW à 13h, tandis que dans la région de Constantine, la puissance est de 54 kW dans le cas du toit secondaire. Mais dans le cas du prototype de référence (sans toit collecteur secondaire), la production d'électricité, à Tamanrasset et Constantine, est d'environ 46,1 kW comme on le voit sur la figure.4.19.

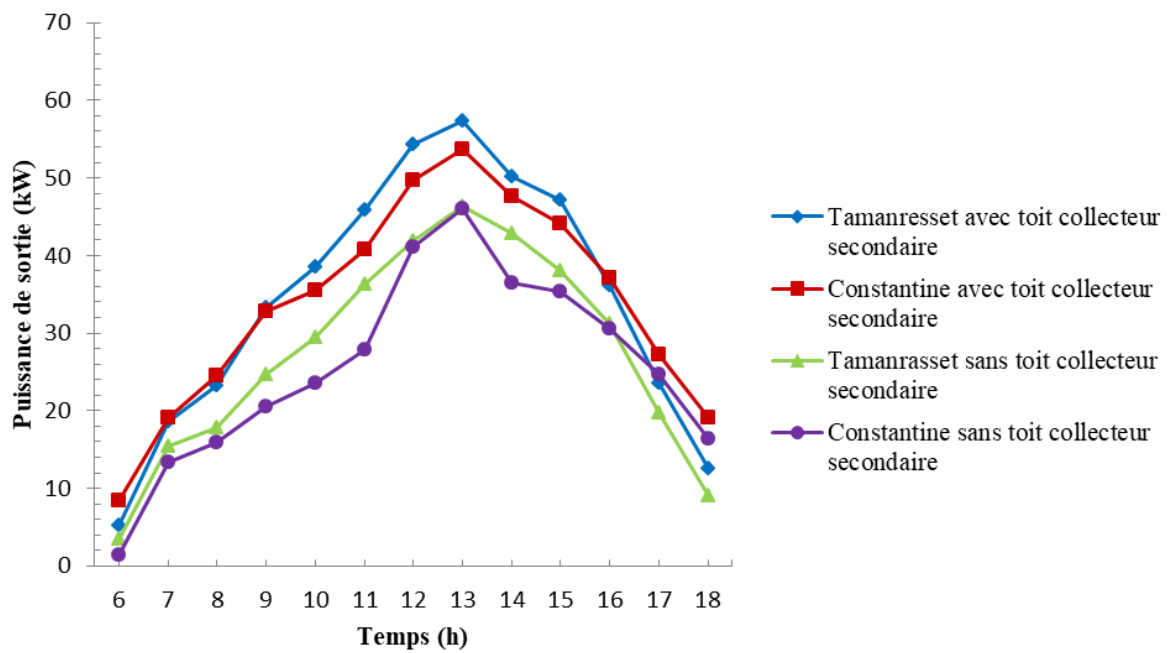


Fig .4.19: Variation de la productivité énergétique moyenne en fonction du temps pour le mois de Juin.

CHAPITRE 5

**L'INCLUSION D'UN TOIT
SECONDAIRE ET TERTIAIRE**

CHAPITRE 5

L'INCLUSION D'UN TOIT SECONDAIRE ET TERTIAIRE

5.1. Introduction

Dans ce chapitre on traite des modifications apportées au collecteur ainsi que de l'exploitation de la centrale solaire à cheminée avec l'inclusion d'un toit collecteur secondaire et tertiaire.

L'incorporation d'un toit secondaire et tertiaire sous la couverture principale du collecteur divisera le flux d'air traversant le collecteur en trois flux d'air différents (voir la figure 5.1). On pense qu'en contrôlant le débit de ces flux d'air, il sera possible de contrôler la puissance de la centrale plus efficacement qu'avec seulement deux flux d'air (en n'incluant qu'un toit collecteur secondaire).

5.2. Modification du collecteur d'usine en incluant un toit collecteur secondaire et tertiaire

L'exploitation de la centrale solaire à cheminée qui comprend un toit secondaire et tertiaire sera similaire à l'exploitation d'une centrale comprenant seulement un toit secondaire.

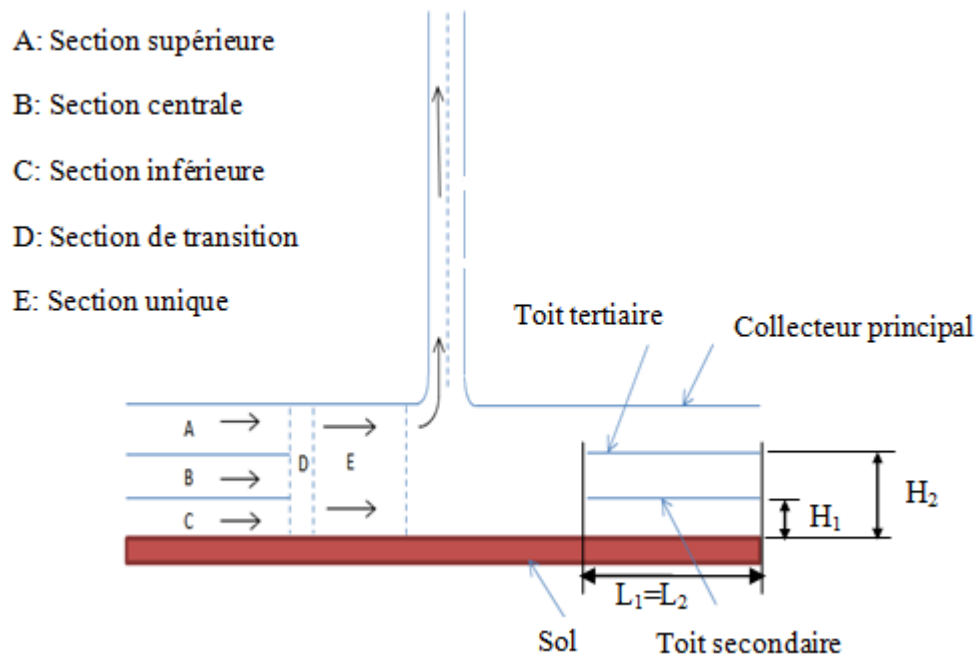


Fig.5.1: Sections créées dans le collecteur par l'inclusion de toits secondaire et tertiaire.

5.3. Définition des sections dans le collecteur

Partie supérieure, intermédiaire et inférieure

L'incorporation d'un toit secondaire et tertiaire divise la région du collecteur d'air en trois sections, à savoir une section supérieure, une section centrale et une section inférieure (voir la figure 5.1). L'air circule constamment dans la section supérieure (la région située entre le toit collecteur principal et tertiaire), tandis que l'air circule au milieu (entre les toits secondaire et tertiaire) et dans la zone adjacente au sol (entre le toit secondaire et la surface du sol). Les sections peuvent être régulées par un mécanisme de régulation du débit d'air à chaque sortie de section respective. L'air circule en permanence à travers la section supérieure, tandis que les mécanismes de régulation d'écoulement d'air vont contrôler le flux d'air à la sortie des deux sections de milieu et du bas, analogue à l'idée illustrée par la figure 4.2. Il est proposé que de multiples canaux radiaux entre les toits secondaires et tertiaires, ainsi qu'entre le toit secondaire et la surface du sol, puissent faciliter la régulation du débit d'air du collecteur. Ces canaux peuvent être entièrement ouverts ou fermés aux sorties des sections centrale et inférieure, ce qui augmente ou diminue progressivement la surface d'écoulement d'air du collecteur (voir figure 5.2).

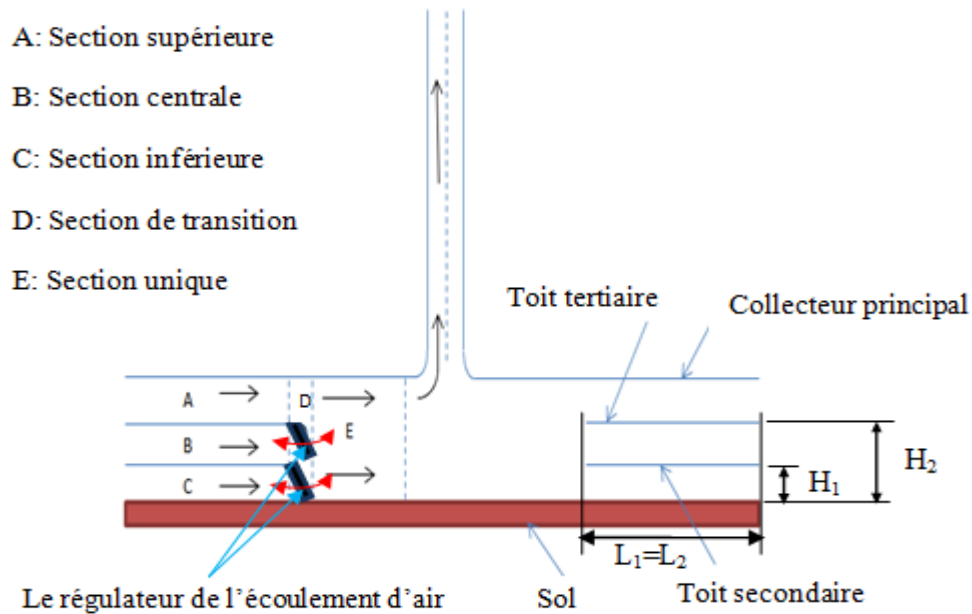


Fig.5.2: Contrôle de la puissance en réglant le débit d'air dans le collecteur.

Section de transition

La section de transition est définie comme la section sous le toit du collecteur principal à la fin des toits secondaires et tertiaires. Au point où les toits se terminent, les parties supérieure, centrale et inférieure du collecteur fusionnent, formant une seule section entre le toit du collecteur principal et la surface du sol (voir la figure 5.2).

Section unique après la transition (voir figure 5.2)

Même définition que dans le chapitre 4, le paragraphe 4.3.

5.4. La simulation

Le maillage utilisé dans ce cas est représenté sur la figure 5.3

Le modèle du CSC de cette partie d'étude est basé sur les spécifications de la centrale de référence mentionnées dans le deuxième chapitre. Un collecteur secondaire et des toitures tertiaires sont inclus dans le modèle de la centrale, ayant des propriétés similaires à celles du toit collecteur principal (Tableau 4.2), à l'exception des dimensions répertoriées dans le Tableau 5.2. Dans ce cas, la hauteur des collecteurs secondaire (H_1) et tertiaire (H_2) a été choisie arbitrairement pour s'inscrire sous la hauteur du périmètre du toit principal de référence. Le diamètre intérieur des collecteurs secondaire et tertiaire est inférieur au diamètre

intérieur du toit principal de l'installation de référence, en raison de l'inclusion d'une section transitoire et unique dans le collecteur de la centrale (voir figure 5.1).

Hauteur (H_2) (m)	Puissance de sortie (kW)
0,77	70.9
1.05	79.4
1.31	77.7
1.58	68

Tableau 5.1: L'effet de la hauteur du collecteur tertiaire à $L_1 = L_2 = 107$ m et $H_1 = 0,5$ m pour $Q = 1000$ W / m² et $T_{\text{sol-air}} = 324$ K.

Toit collecteur secondaire et tertiaire	Verre
Hauteur du toit du collecteur tertiaire H_2 (m)	1.05
Hauteur du toit du collecteur secondaire H_1 (m)	0.5
Longueur pour les deux toits collecteurs (m)	107

Tableau 5.2: Spécifications du toit du collecteur secondaire et tertiaire.

Une simulation par ordinateur est effectuée, utilisant les spécifications de la centrale et la stratégie de contrôle de charge de base mentionnées ci-dessus. Pour comprendre l'effet de la hauteur du toit du collecteur tertiaire (H_2) sur la puissance de sortie, nous avons simulé la centrale solaire de cheminée qui comprend les toits collecteurs secondaires et tertiaires dans des toits tertiaires de hauteur différente. Il est à noter que la puissance de sortie est la plus élevée en hauteur (H_2) de 1,05 m, comme le montre dans le tableau 5.1.

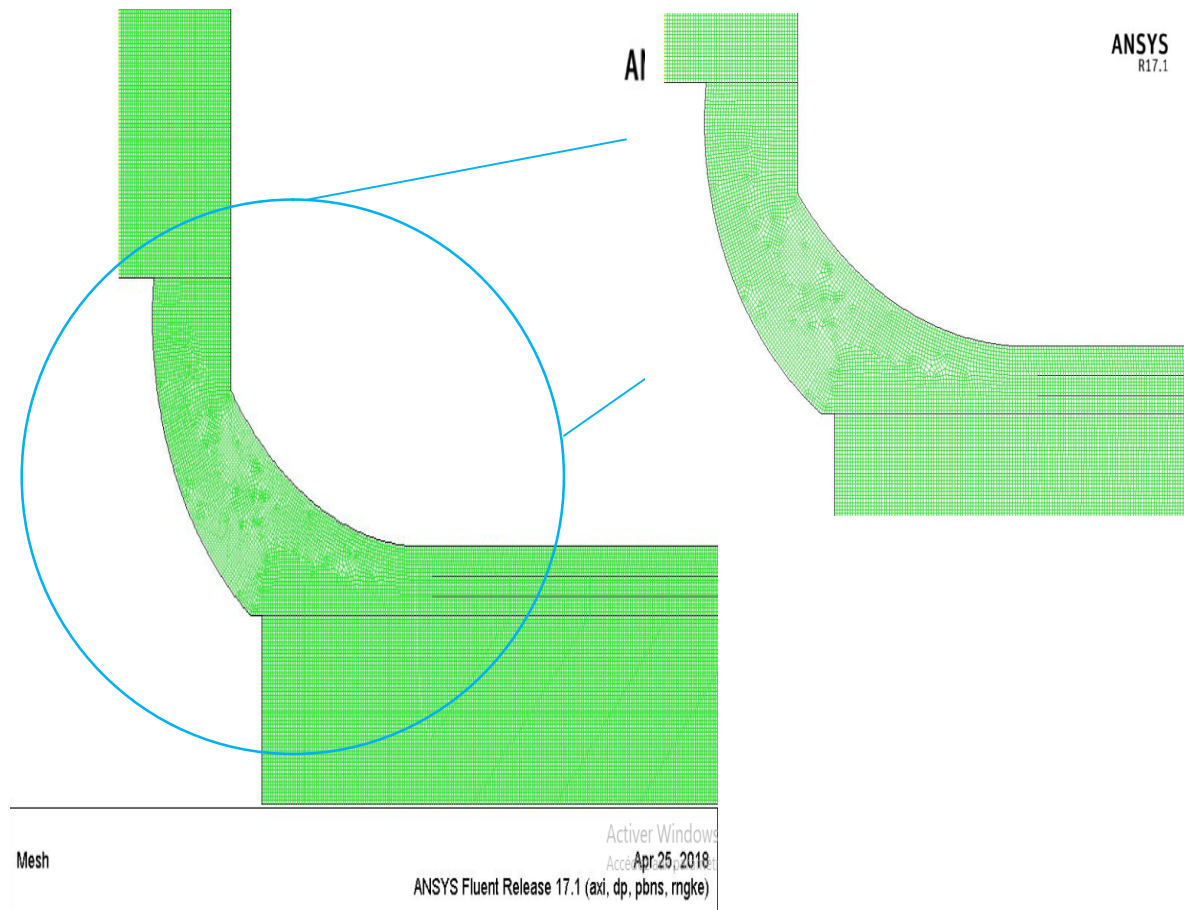


Fig.5.3:Maillage en présence des toits secondaire et tertiaire.

Il est évident que la puissance de sortie de la centrale augmente lorsque le mécanisme de régulation du débit d'air de la section centrale et inférieure est complètement ouvert (pas de perte de charge). Dans le cas où le milieu est complètement fermé (pas de circulation d'air dans la section centrale B) ou dans le cas où le fond C) est complètement fermé (pas de circulation d'air dans la section centrale C), entraînant une chute soudaine de la puissance comme indiqué dans le tableau.5.3. Les toitures secondaires et tertiaires permettent à la centrale de stocker et de libérer leur énergie afin de réguler la puissance de sortie de la centrale. Lorsque la puissance est moindre, la section centrale ou inférieure se fermera et l'énergie est à nouveau stockée dans le sol et l'air environnant. Si plus de puissance est requise, les parties centrale et inférieure s'ouvriront de manière contrôlée, ce qui provoque un écoulement d'air sous le toit secondaire et tertiaire. Ce flux d'air extrait l'énergie du sol et de l'air dans les deux sous colleteurs qui augmente par la suite la puissance de la centrale. Ainsi, en termes de production d'électricité de pointe, il est clair que l'inclusion de toits secondaires

et tertiaires montre le potentiel d'un contrôle important de la production de la centrale solaire de la cheminée.

Type de système	Puissance de sortie (kW)
Ouvert	79.4
Fermé les sections du bas et milieu	4.91
Fermé la section du bas	19.81

Tableau.5.3: Puissance de sortie à l'ouverture et à la fermeture du collecteur secondaire et tertiaire à $L_1 = L_2 = 107$ et $H_2 = 1.05$ m à l'irradiation solaire $Q = 1000 \text{ W/m}^2$ et $T_{\text{sol-air}} = 324 \text{ K}$.

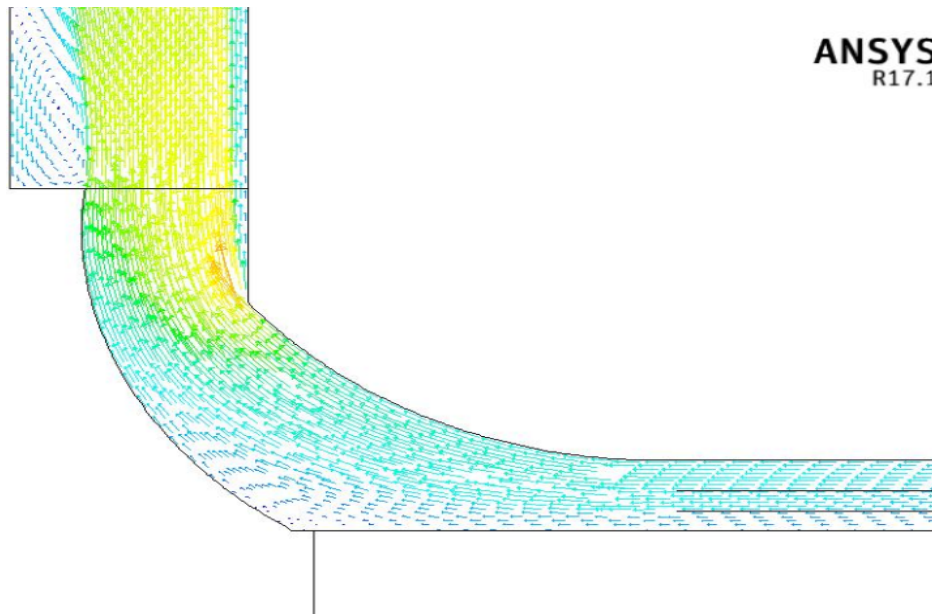
Une étude de comparaison de la CSC avec un toit secondaire et un toit secondaire et tertiaire est effectuée. Nous avons constaté que le deuxième système nous a donné une puissance plus élevée, comme le montre le tableau 5.4.

systèmes	Radiation solaire (W/m^2)	Puissance de sortie (kW)	Différence relative
La centrale de référence	550	17.8	--
	750	24.6	--
	1000	41.9	--
La centrale avec toit collecteur secondaire	550	23.3	--
	750	33.3	--
	1000	54.3	30%
La centrale avec toit collecteur secondaire et tertiaire	550	44.4	--
	750	57.8	--
	1000	79.4	89%

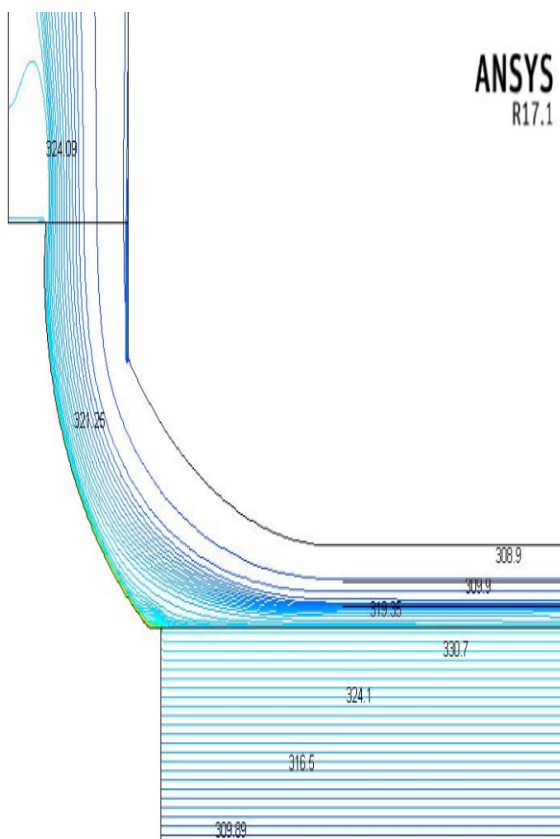
Tableau.5.4: Comparaison entre différents systèmes.

5.5. Cas d'exploitation de conditions climatiques relevés sur terrain

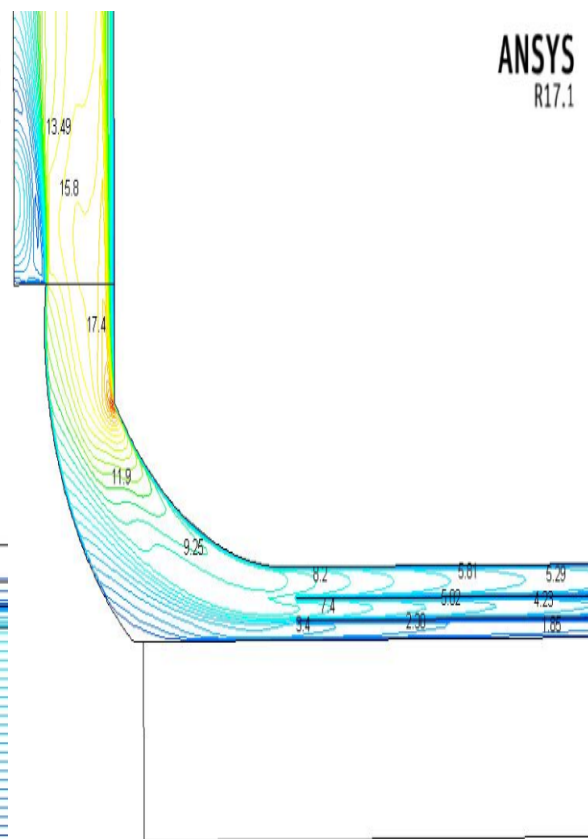
- Etude aérodynamique



(a)



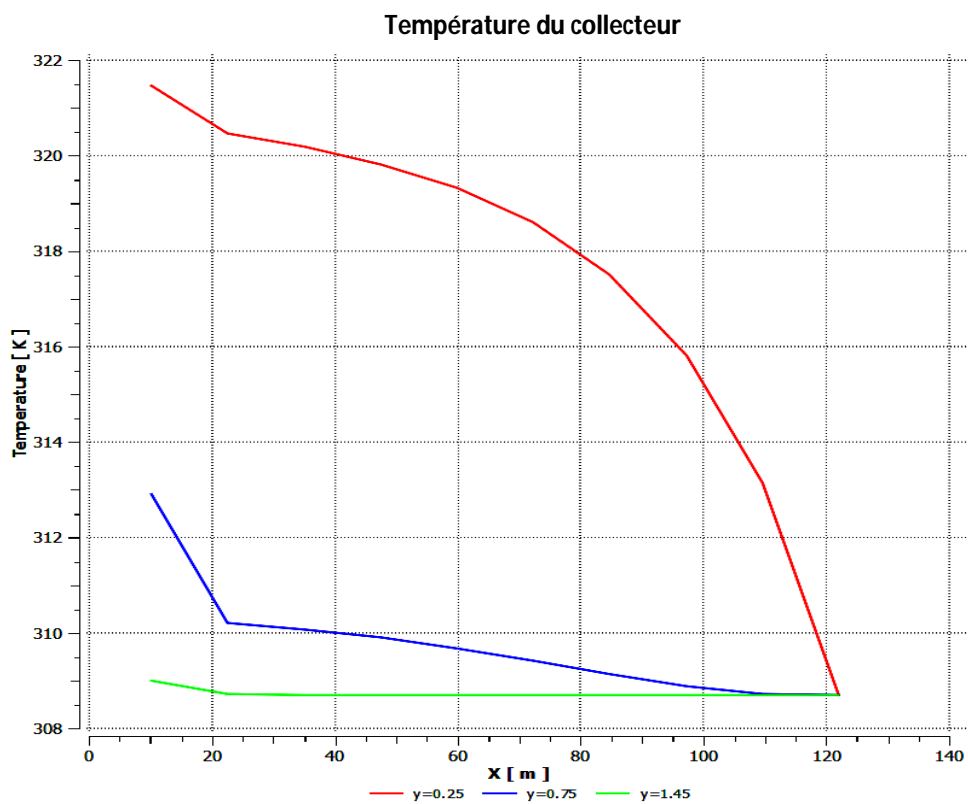
(b)



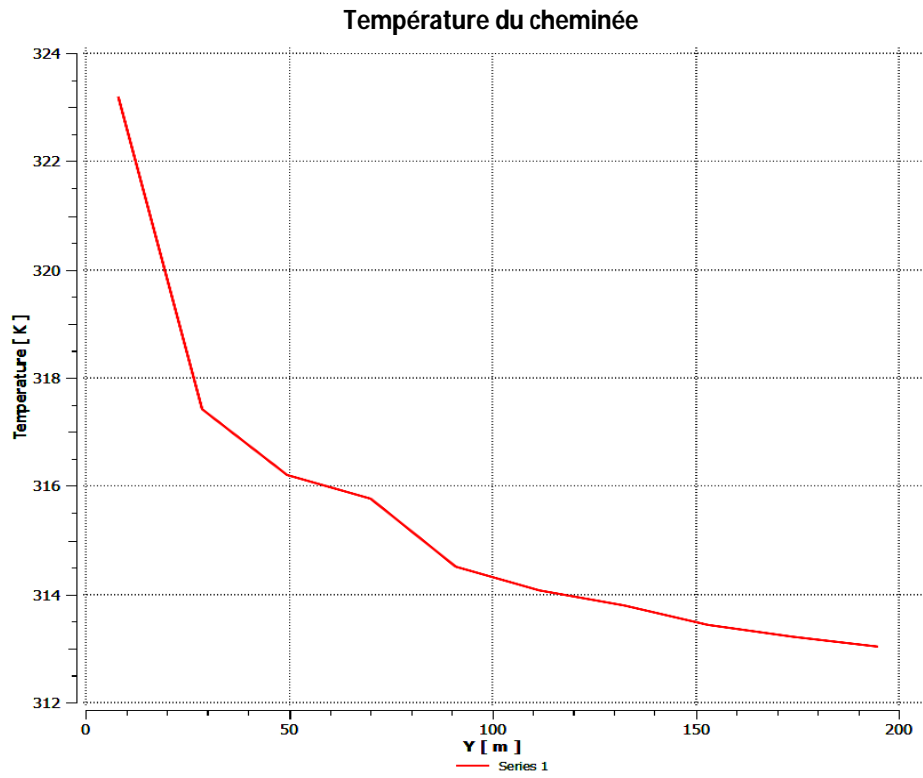
(c)

Fig. 5.4: Distribution de (a) vecteurs de vitesse du système pendant le fonctionnement de la turbine, (b) la température et (c) le module de vitesse, à $T_{\text{sol-air}} = 323\text{K}$ et l'insolation solaire de $Q = 950 \text{ W} / \text{m}^2$ ($H_1 = 0.5\text{m}$, $H_2 = 1.05\text{m}$ et $L_1 = 107\text{m}$).

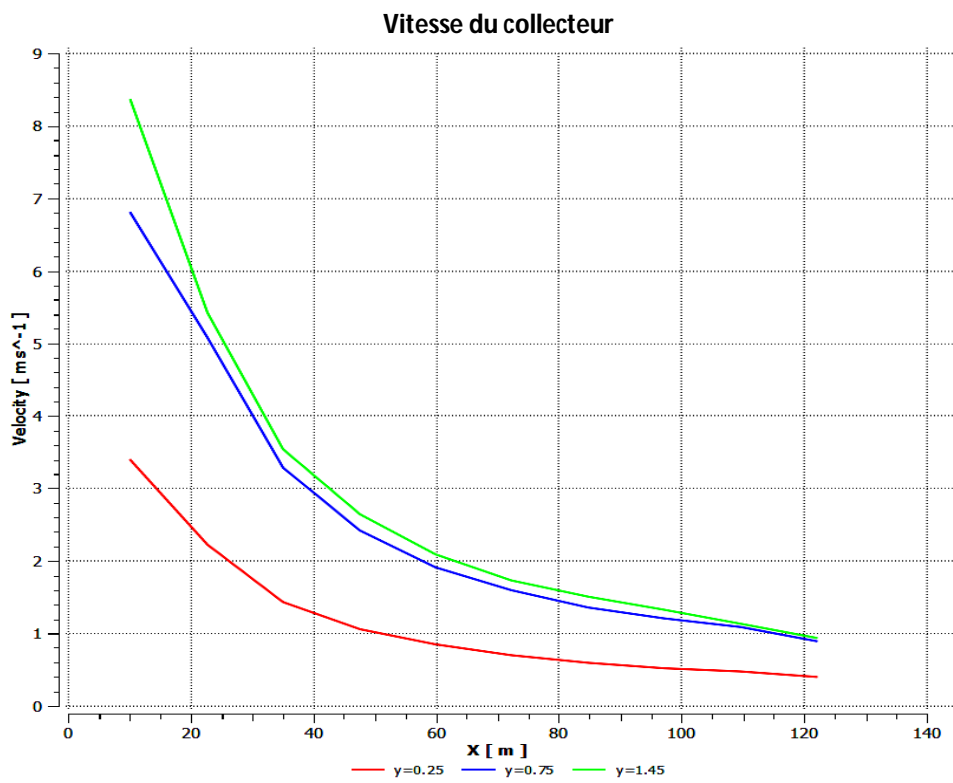
Comme le montre la figure 5.4 (a), cette configuration fait que le flux d'air est dévié vers le mouvement vertical avant la section de la turbine. La figure 5.4 (b) illustre la distribution de température dans l'installation. Nous observons que la température du fluide à l'intérieur de la cheminée atteint environ 324K après la turbine et la valeur minimale 321.25K à la base de cheminée. De la figure 5.4 (c) il est évident que la vitesse de l'air augmente à travers le collecteur, et atteint son maximum à la base de la cheminée, où sa valeur est de 17m /s pour l'ensoleillement de 950 W / m².



(a)



(b)



(c)

Fig.5.5: Profils de (a), (b) Température et (c) vitesse aux niveaux $Y = 0.25$, $Y = 0.75$ et $Y=1.45$ à $T_{\text{sol-air}} = 323\text{K}$ et l'insolation solaire de $950 \text{ W} / \text{m}^2$ ($H_1 = 0.5\text{m}$, $H_2 = 1.05\text{m}$ et $L_1 = 107\text{m}$).

Les profils de température et de vitesse, au dessous de chaque collecteur, sont représentés sur la Fig. 5.5, pour un rayonnement solaire donné ($Q = 950 \text{ W / m}^2$). La température du fluide et sa vitesse au dessous de chaque collecteur augmentent en diminuant le rayon et en atteignant la base de la cheminée, où elle augmente plus fortement. On observe dans la figure 5.5 (b) qu'à la base de la cheminée la température atteint sa valeur maximale et commence à diminuer jusqu'à la base de la cheminée. La figure 5.5 (c) montre les profils de la vitesse de l'air au dessous de chaque collecteur. La vitesse augmente à travers le collecteur en diminuant le rayon et en atteignant la base de la cheminée, où elle augmente plus fortement.

Ici, nous étudions la faisabilité de la mise en œuvre du système de toit collecteur secondaire et tertiaire dans la région de Tamanrasset. La variation mensuelle moyenne de l'irradiation solaire est différente de celle de la température. En Juin, Tamanrasset possède une bonne irradiation solaire moyenne d'environ 335 W/m^2 et un minimum d'irradiation en Décembre avec environ 202 W/m^2 (voir figure 4.11 dans le chapitre 4). La figure 5.6 montre la production d'énergie où la production d'électricité varie entre 33 et 78 kW pendant toute l'année.

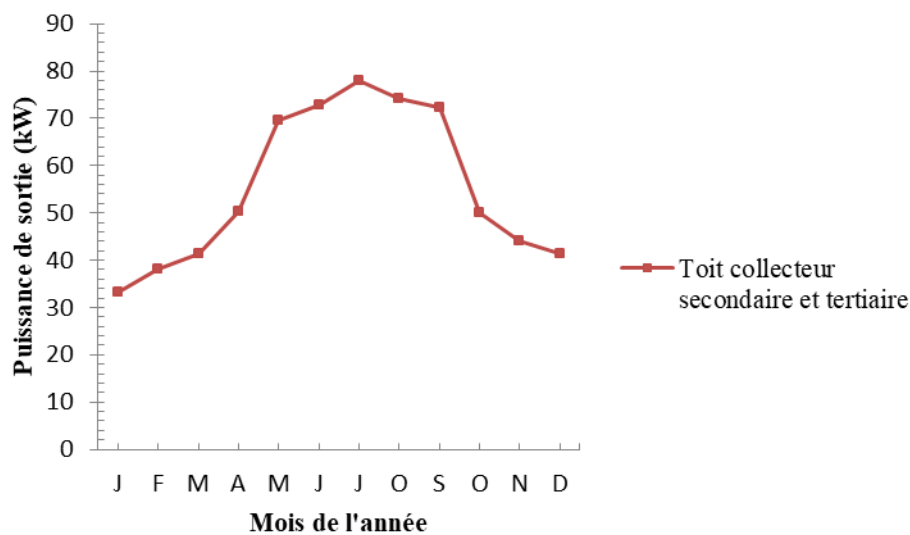


Fig .5.6: Productivité moyenne mensuelle de la puissance de la cheminée solaire.

La figure 5.7 montre la variation de la productivité énergétique en fonction du temps pour le mois de Juin, la forte production d'électricité étant enregistrée à midi, où le rayonnement solaire est élevé. Il montre la production d'énergie où la production d'électricité se situe entre 25 et 79 kW.

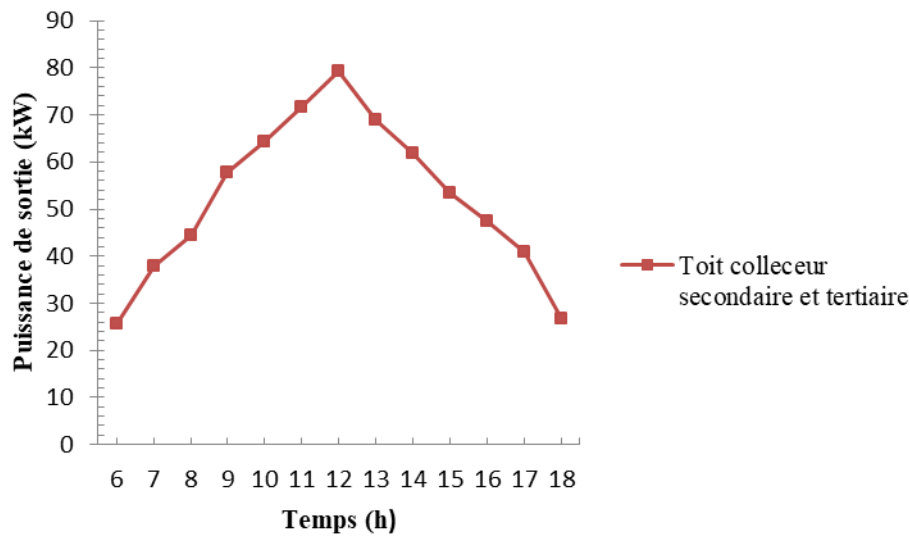


Fig .5.7: Variation de la productivité énergétique moyenne en fonction du temps pour le mois de Juin.

En comparant les trois systèmes: la centrale de référence, le toit secondaire et les systèmes de toiture collectrice secondaire et tertiaire de la région de Tamanrasset, nous avons noté que la plus haute production d'électricité est enregistrée par les systèmes de toit de collecteur secondaire et tertiaire suivant les indications des figures 5.8 et 5.9.

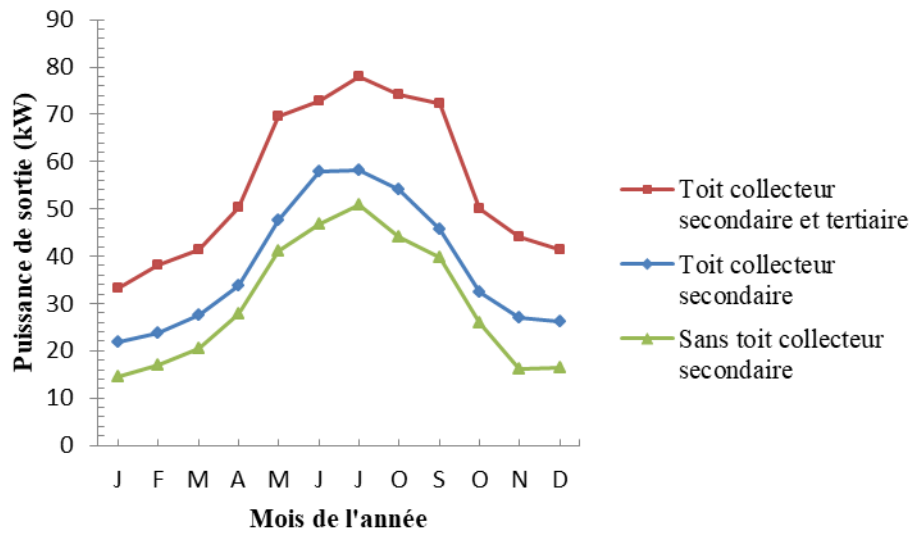


Fig .5.8: Productivité moyenne mensuelle de la puissance de la cheminée solaire à Tamanrasset.

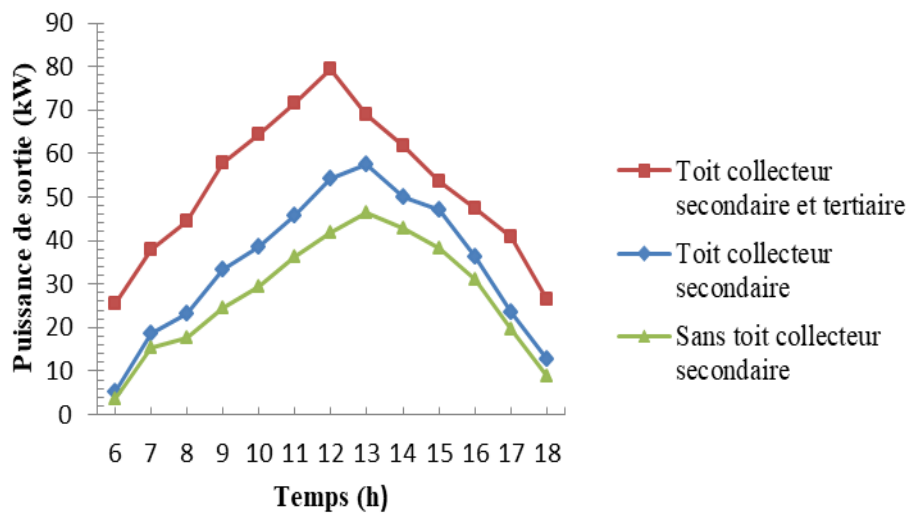


Fig .5.9: Variation de la productivité énergétique moyenne en fonction du temps pour le mois de Juin à Tamanrasset.

CHAPITRE 6
VEGETATION SOUS LE TOIT DU
COLLECTEUR

CHAPITRE 6

VEGETATION SOUS LE TOIT DU COLLECTEUR

6.1 Introduction

La question de savoir si une centrale solaire à grande échelle est financièrement viable uniquement en tant que centrale électrique reste sans réponse. L'idée d'ajouter de la valeur au système de cheminée solaire à travers la poursuite d'entreprises secondaires a récemment été mise en évidence. Une telle entreprise implique que le collecteur solaire assume une fonction secondaire en tant que serre à des fins agricoles. Si elle s'avérait viable, les agriculteurs pourraient faire pousser leurs cultures sous le toit de ces capteurs solaires.

6.2 Modification sous le toit du collecteur

Avec l'inclusion de la végétation dans le collecteur de la CSC, le modèle numérique existant doit être modifié. Comme le montre la figure 6.1, le collecteur est subdivisé en deux parties: partie de la végétation et la partie du sol non couverte. On suppose que la végétation sera plantée sur toute la circonférence (360°) du collecteur, vers l'intérieur du périmètre du collecteur jusqu'à un rayon spécifié, R_{veg} (la largeur de la couronne de la végétation). La plantation de la végétation plus près du périmètre du collecteur permet d'inclure la végétation sous le toit du collecteur, tout en éliminant la possibilité que la végétation soit brûlée par les températures élevées des collecteurs près de la cheminée.

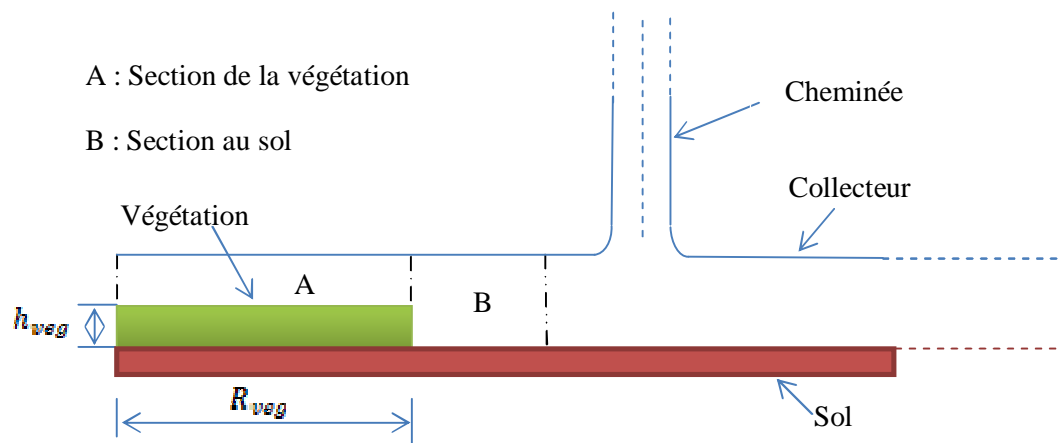


Fig.6.1: Sections créées dans le collecteur par l'inclusion de la végétation.

6.3 Spécifications de la végétation

Le modèle de centrale d'énergie à cheminée solaire de cette section est basé sur les spécifications de la centrale de référence en chapitre 4. De plus, la végétation est incluse sous le toit du collecteur sur une partie de la surface du sol (voir figure 6.1), avec des dimensions spécifiées dans le tableau 6.1. Le modèle numérique considéré suppose les propriétés de végétation suivantes :

Propriétés physiques de végétation	
La masse volumique $[kg/m^3]$	800
Chaleur spécifique $[J/kg.K]$	3224.7
Conductivité thermique $[W/m.K]$	0.213
Émissivité	0.98
Absorptivité	0.77
Rugosité de surface $[m]$	0.1
La hauteur de chaque plante $h_{veg} [m]$	0.3

Tableau. 6.1: Propriétés physiques de végétation [81, 82, 83, 84].

6.4 Approche pour le milieu poreux:

L'hypothèse d'uniformité du climat sous serre a été largement utilisée depuis les années 80 pour modéliser les transferts de chaleur et de masse; elle suppose une parfaite homogénéité du climat sous serre. On considère, en général, une seule température et une seule vitesse d'air, aussi bien près des parois qu'au niveau du sol ou dans le couvert végétale. Ce dernier est généralement assimilé à une grande feuille (*i.e. big leaf*) de température uniforme [12]. La modélisation des quantités transportées dans un écoulement (par exemple quantité de mouvement, chaleur et vapeur en serre) est essentiellement nécessaire pour la compréhension et la prévision de la réponse de la récolte à l'influence physique externe. La définition et la conception du domaine tridimensionnel d'intérêt est très complexe: d'où on trouve une solution à ce problème, en proposant un modèle appliqué à la végétation comme milieu poreux [63, 101].

Un milieu poreux peut être défini en tant qu'une matrice solide avec les pores reliés ensemble et par lesquels circule le fluide. La présence d'une matrice solide dans l'écoulement mène à une augmentation considérable du transfert des quantités transportées, comme l'équilibre de la quantité de mouvement qui est affecté par frottement sur la matrice solide. Le modèle le plus simple exprimant le lien entre le gradient de la pression et le vecteur de vitesse u dans un volume de contrôle est la loi de Darcy [63]:

$$\overrightarrow{grad}P = -\frac{\mu}{K}\vec{u} \quad (6.1)$$

Le coefficient K est indépendant de la nature du fluide et dépend seulement de la géométrie du milieu poreux. Il est appelé perméabilité intrinsèque du milieu. La loi de Darcy représente l'équation de quantité de mouvement, et sa limitation est l'absence du terme d'inertie en u^2 . Le domaine de la validité de la loi de Darcy est défini par le nombre de Reynolds modifié Re_p [63].

$$Re_p = \frac{\vec{U}}{\nu}\sqrt{K} \quad (6.2)$$

Où : \vec{U} la vitesse du vent et ν la viscosité cinématique de l'air.

La loi de Darcy à été vérifiée au cours de nombreuses expérimentations. Cependant son domaine d'application, linéaire en fonction de la vitesse, suppose que la vitesse soit

suffisamment faible; c'est-à-dire que le nombre de Reynolds (Re_p) de l'écoulement, basé sur la taille typique d'un pore, soit inférieur à 1. Dans ce cas, la résistance due aux frottements est prépondérante par rapport à la résistance due aux changements de direction. Au-delà, il existe un domaine de transition ($1 < Re_p < 10$). Ensuite, quand $Re_p > 10$, le gradient de la pression dépend à la fois de la vitesse et du carré de la vitesse. Ceci sans que l'écoulement au sein des pores soit devenu turbulent, mais parce que la résistance à l'écoulement due aux frottements est comparable à la résistance due à la forme des pores (qui induisent des changements de direction de l'écoulement). Il faut alors généraliser l'équation de Darcy (6.1) en la complétant par un terme qui dépend du carré de la vitesse, c'est l'équation de Darcy-Forchheimer [11]:

$$\overrightarrow{grad}P = -\frac{\mu}{K}\vec{u} - \frac{c_F}{\sqrt{K}}\rho\vec{u}\vec{U} \quad (6.3)$$

Où ρ est la densité du fluide et c_F est un facteur adimensionnel dépendant de la nature du milieu poreux, que l'on nomme facteur inertiel ou coefficient de perte de charge non linéaire.

On croyait, dans un premier temps, que la valeur de c_F était une constante universelle de l'ordre de 0.55, mais par la suite, on a découvert qu'elle pouvait varier entre 0.1 et 0.61 selon la nature du milieu poreux [11].

Pour des situations de serres, où la perméabilité K de la récolte est significative, le terme visqueux est négligeable (l'ordre de la grandeur de viscosité dynamique μ est de 10^{-5} pour l'air), ainsi le gradient de pression dépend seulement du terme quadratique [63] :

$$\overrightarrow{grad}P \approx -\frac{c_F}{\sqrt{K}}\rho\vec{u}\vec{U} \quad (6.4)$$

Où : \vec{u} : le vecteur de vitesse ; \vec{U} : la vitesse du vent.

6.5 Interaction de l'écoulement avec la couverture végétale

L'interaction d'une couverture végétale et le flux d'air produit une chute dans la quantité de mouvement et une absorption supplémentaire de l'énergie solaire par les feuilles qui est accompagnée de la chaleur sensible, de la vapeur d'eau (transpiration) et des échanges de CO_2 (photosynthèse), de sorte que tous ces aspects doivent être considérés en même temps avec l'utilisation des CFD. Les pertes de quantité de mouvement sont dues à

l'effet du terme \overrightarrow{gradP} . Ce terme peut être exprimé au moyen d'une formule généralement utilisée par [63] :

$$\overrightarrow{gradP} = L_l C_v \rho \bar{u} \bar{U} \quad (6.5)$$

Où : L_l est la surface de feuille, u est la vitesse d'air et C_v est le coefficient de frottement.

Cette méthode a été combinée avec l'approche d'un milieu poreux par [11, 85]. Le facteur inertiel C_F et la perméabilité du milieu poreux K sont déduits des caractéristiques du végétal suivant la relation :

$$\frac{C_F}{\sqrt{K}} = L_l C_v \quad (6.7)$$

6.6 Hypothèse pour calculer la largeur de la couronne du couvert végétal sous collecteur (R_{veg})

Les simulations de cette section sont basées sur l'hypothèse suivante:

La température maximale à laquelle la végétation peut fonctionner sans nuire aux processus photosynthétiques est supposée être de 39 °C (supposée légèrement inférieure aux valeurs trouvées par [86]).

6.7 Simulations et résultats

Trois simulations numériques sont effectuées: i- le cas d'une cheminée solaire principale, ii- le cas d'une cheminée solaire avec toit secondaire iii- le cas d'une cheminée solaire avec toit secondaire et tertiaire, en utilisant les spécifications végétales mentionnées ci-dessus, les propriétés de la végétation et l'hypothèse de la température maximale à laquelle la végétation peut vivre. Dans cette partie on étudie l'incorporation de la végétation sous le toit du collecteur depuis le périmètre du collecteur jusqu'aux rayons respectifs R_{veg} (la largeur de la couronne de la végétation). Le maillage utilisé dans ce cas est représenté sur la figure 6.3.

6.7.1 Le cas de la cheminée solaire principale ($R_{veg} = 106.5$ m)

A travers le profil de température de la fig.6.2 on peut déterminer la largeur de la couronne de la végétation en traçant l'horizontale passant par l'ordonnée de 312K coupant le profil de la température en un point d'abscisse (en tenant compte de l'hypothèse de la

température maximale (39 °C)) correspondant $X=15.5$ m, donc on trouve que la largeur de la couronne de la végétation : $R_{veg} = 122 - 15.5 = 106.5$ m.

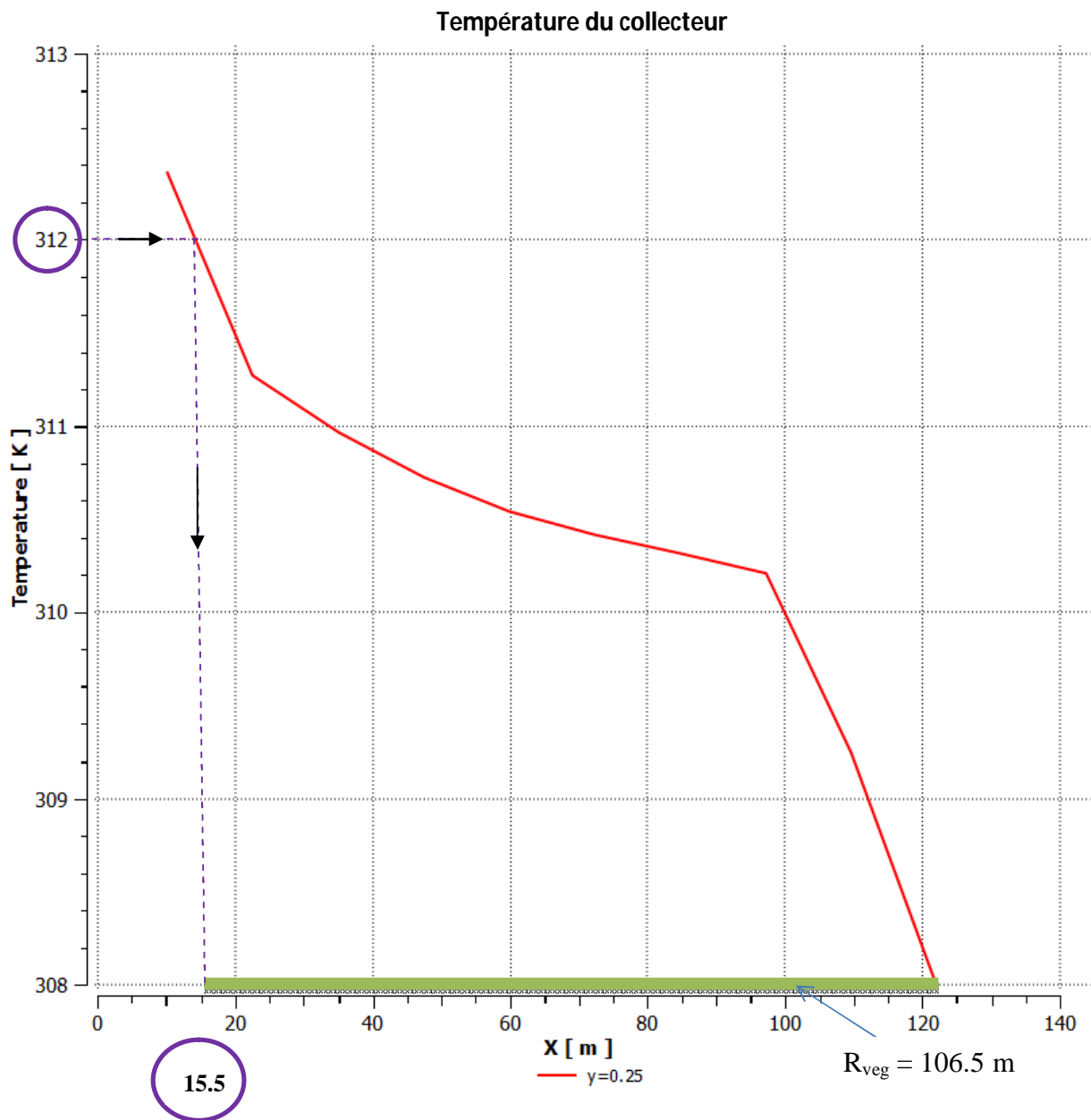


Fig. 6.2: Profil de température sans végétation au niveau $Y = 0.25$ à $T_{sol-air} = 324$ K et l'insolation solaire de 1000 W / m^2 .

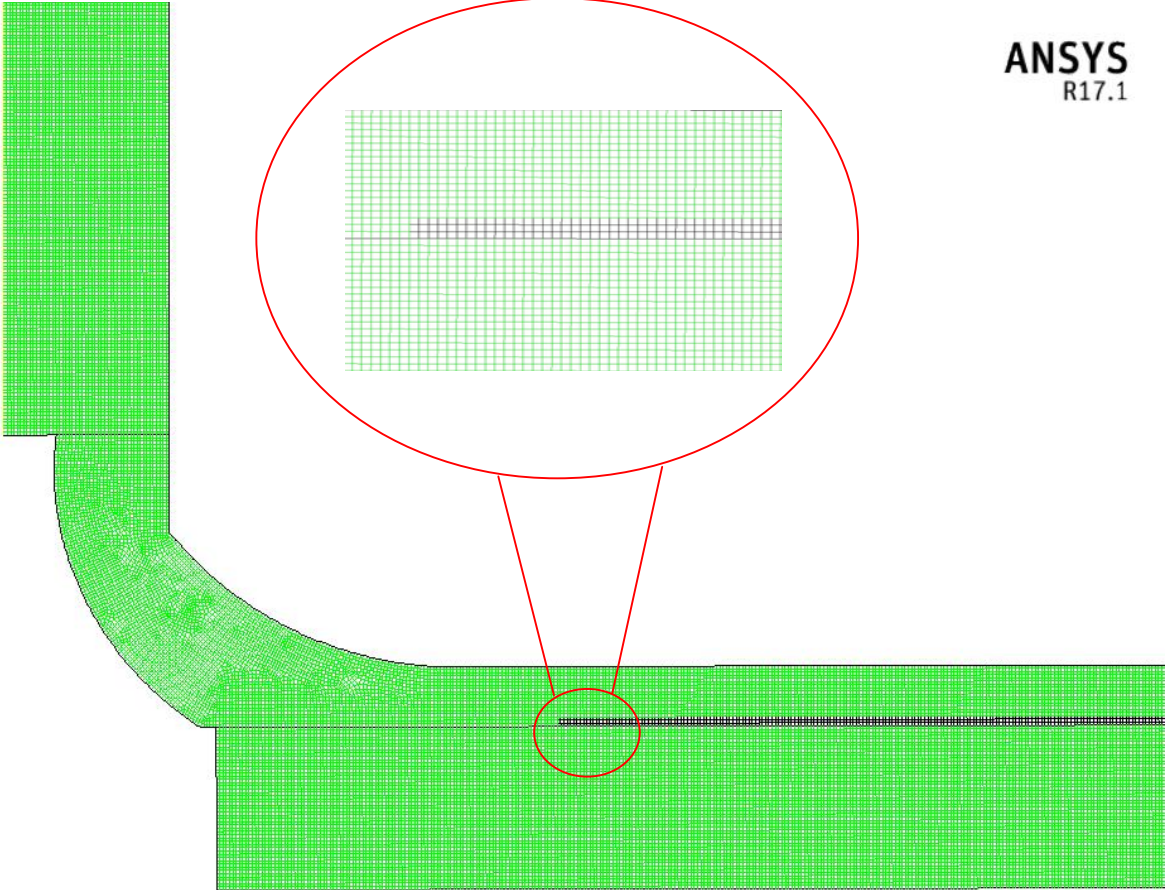
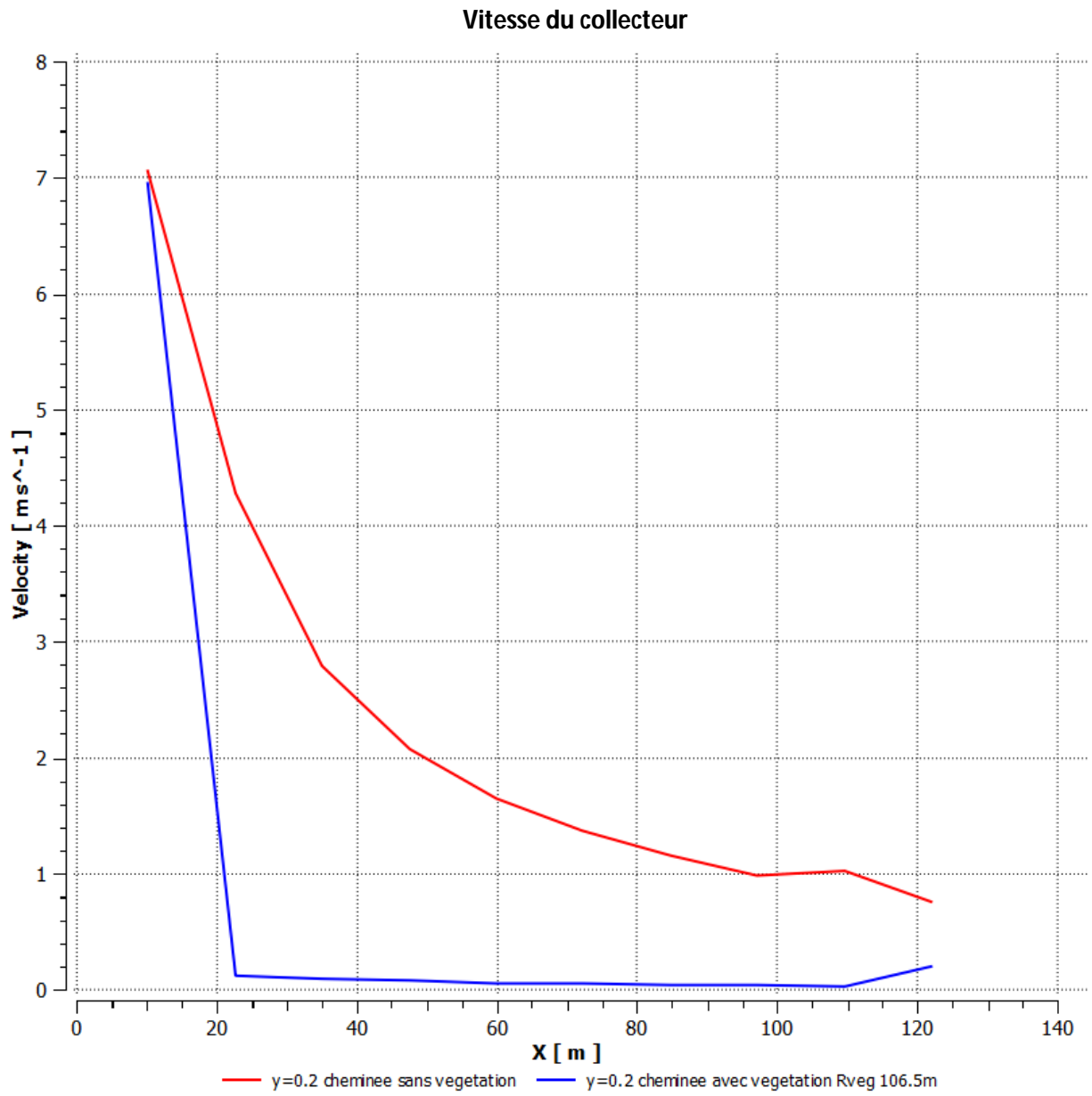
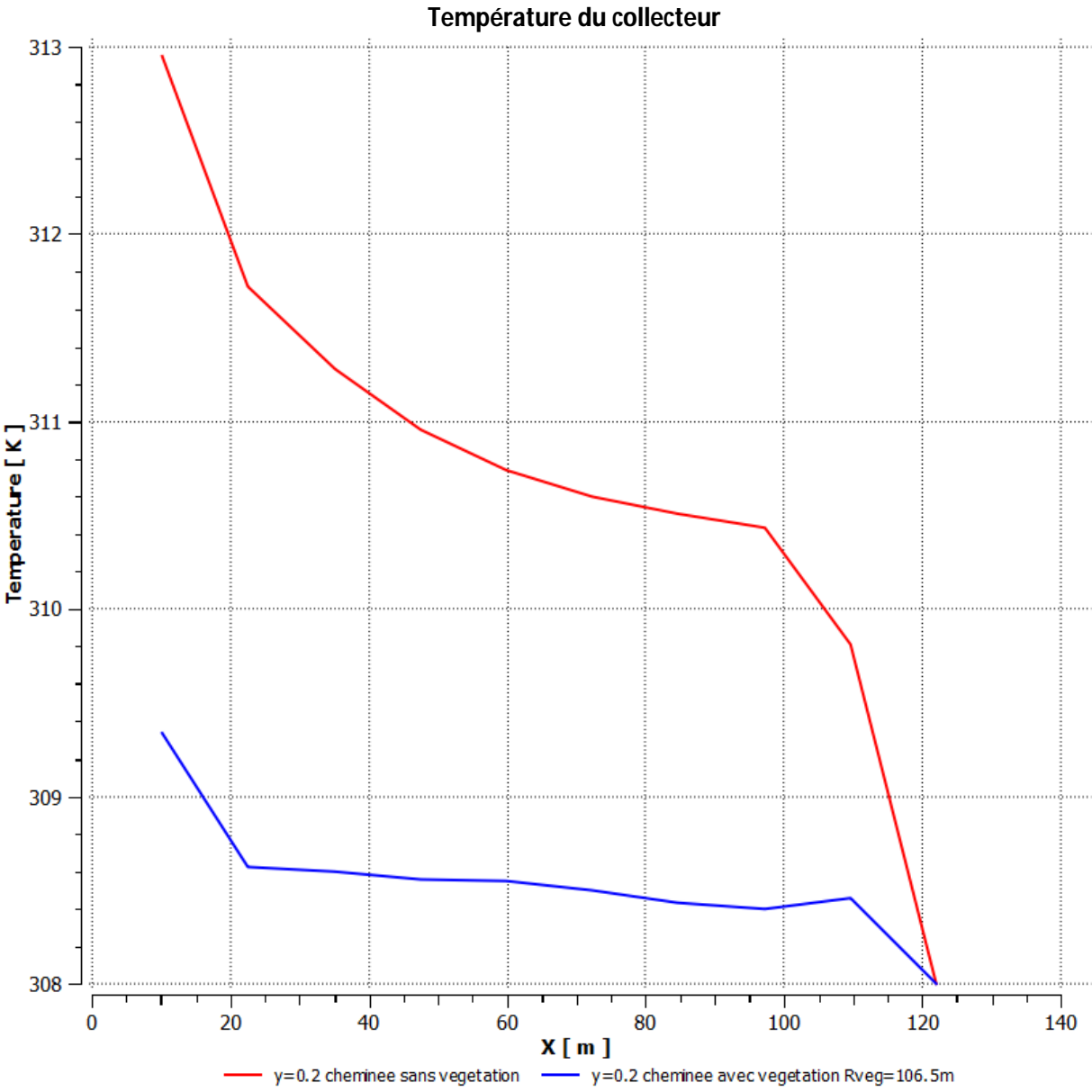


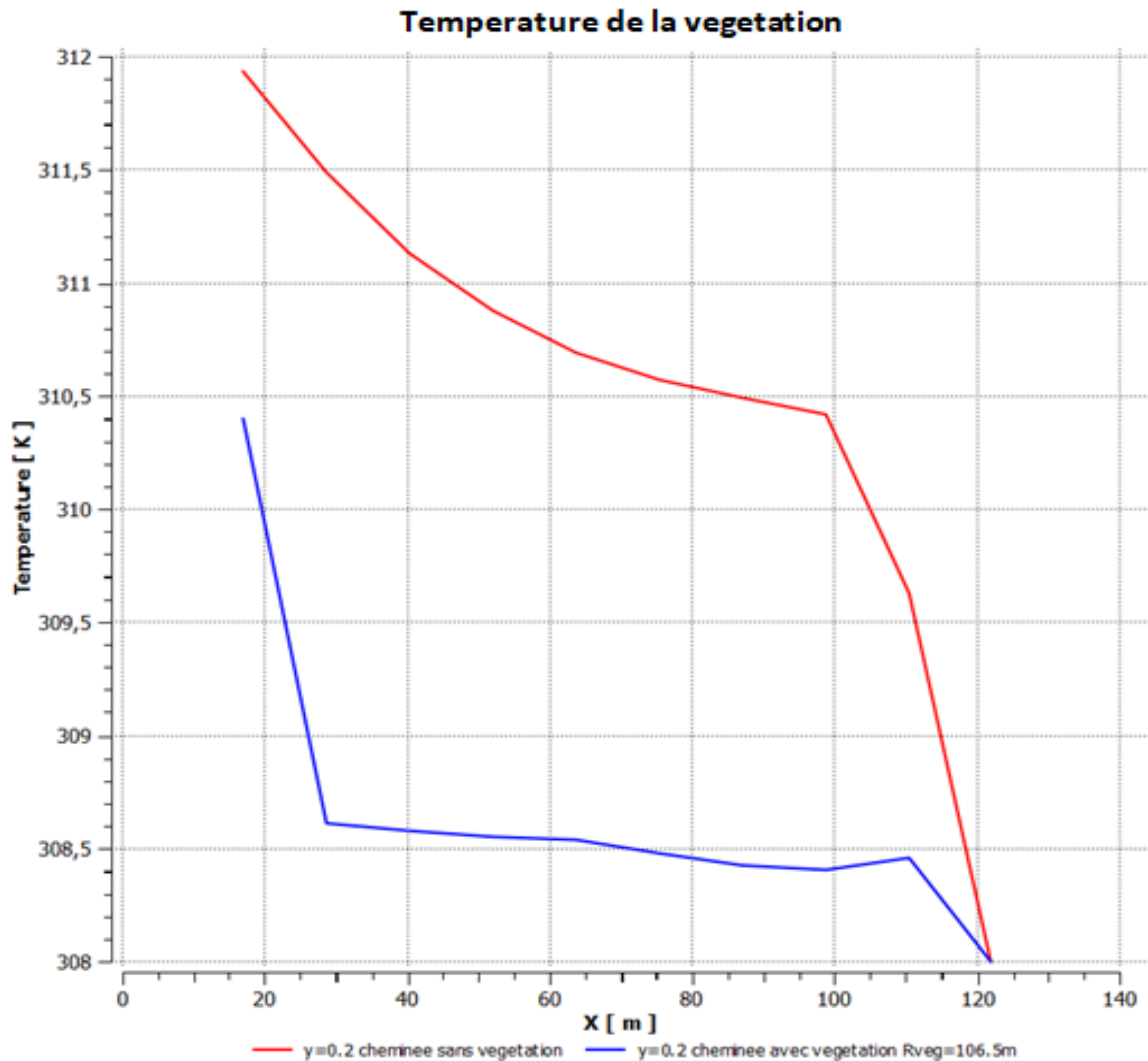
Fig.6.3: Maillage utilisé pour la cheminée solaire principale avec végétation ($R_{veg} = 106.5$ m).



(a)



(b)



(c)

Fig. 6.4: Comparaison entre les cas sans et avec végétation ($R_{veg} = 106.5$ m): (a) profil de vitesse, (b) profil de température au collecteur et (c) température de la végétation au niveau $Y = 0.2$ à $T_{sol-air} = 324K$ et l'insolation solaire de 1000 W / m^2 .

Les profils de température et de vitesse, dans le collecteur, sans et avec végétation, sont représentés sur la Fig. 6.4, pour un rayonnement solaire donné ($Q = 1000$ W / m^2). La température du fluide et sa vitesse augmentent en diminuant le rayon et en atteignant la base de la cheminée, où elles augmentent aussi rapidement. La figure 6.4 (a) montre les profils de la vitesse de l'air à travers le collecteur. On vérifié bien que dans la zone de végétation, la vitesse diminue légèrement ensuite commence à augmenter d'une manière continue en s'accélération plus en rapprochant de la base de la cheminée.

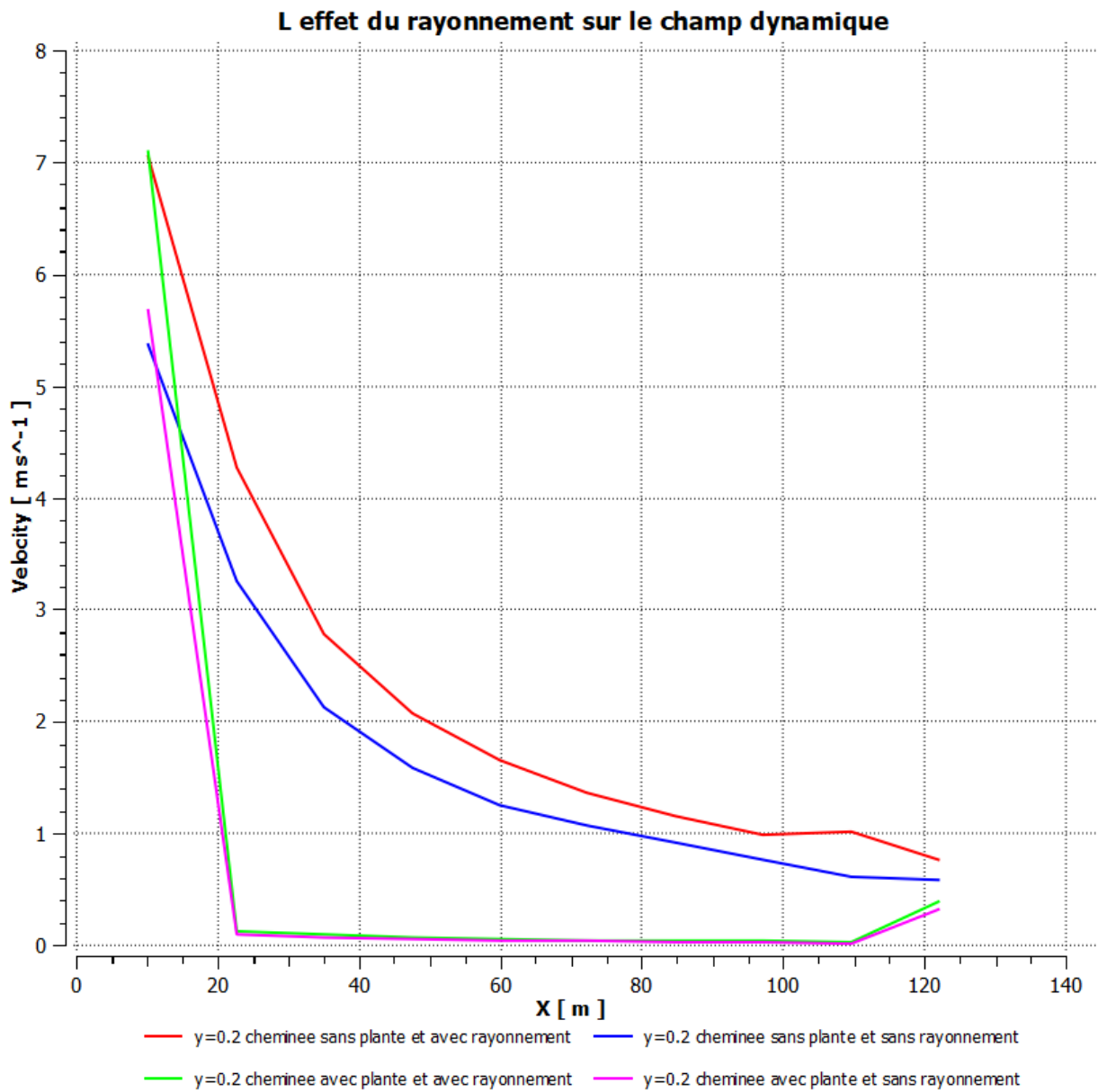


Fig. 6.5: Profil de l'effet du rayonnement sur le champ dynamique ($R_{veg} = 106.5$ m) au niveau $Y = 0.2$ à $T_{sol-air} = 324K$ et l'insolation solaire de $1000 W / m^2$.

Le profil de l'effet du rayonnement sur le champ dynamique, dans le collecteur, sans et avec végétation, pour un rayonnement solaire donné ($Q = 1000 W / m^2$), est représenté sur la Fig. 6.5.

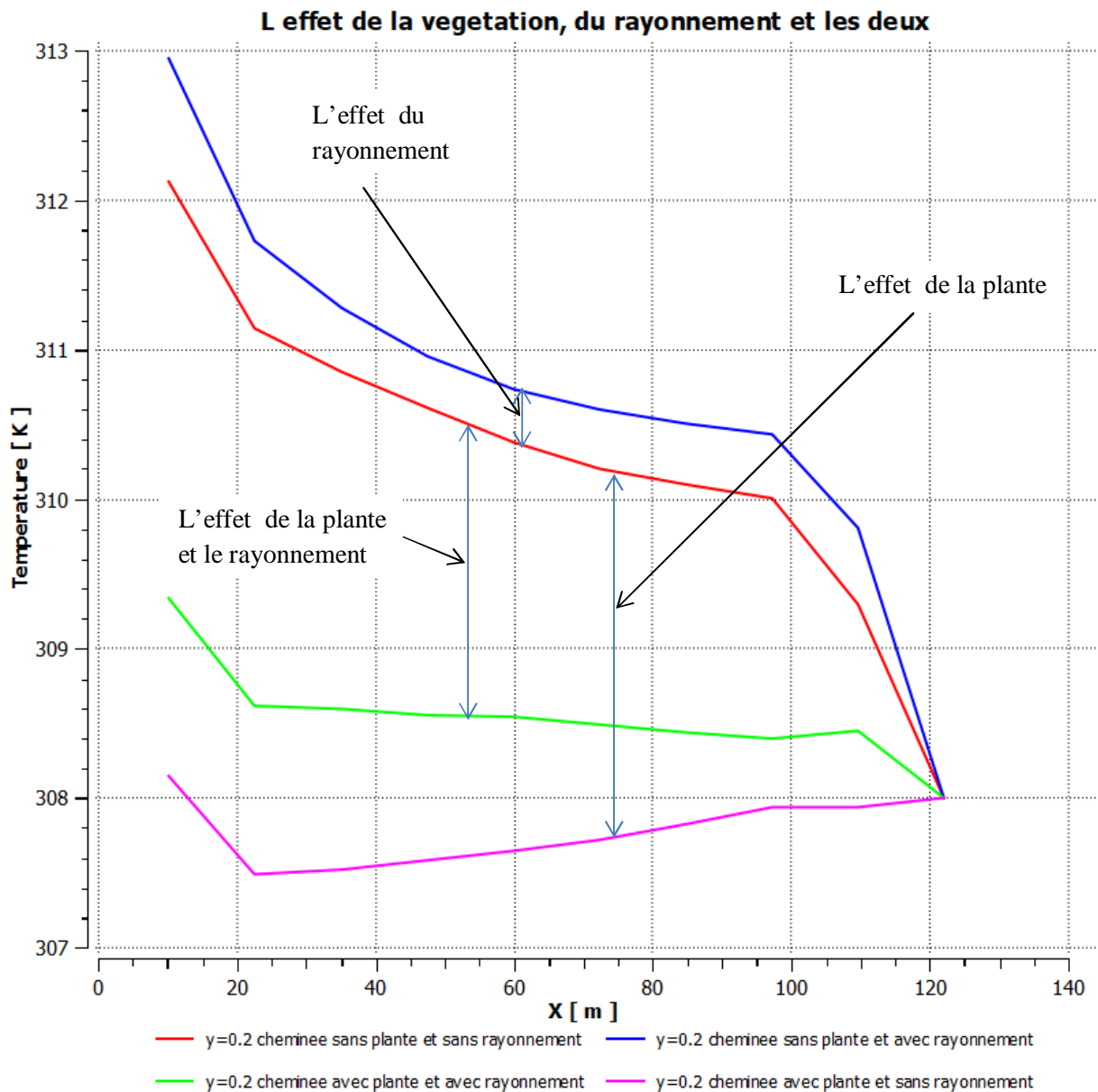


Fig. 6.6: Profil de l'effet de la végétation, du rayonnement et les deux sur le champ thermique ($R_{veg} = 106.5$ m) au niveau $Y = 0.2$ à $T_{sol-air} = 324K$ et l'insolation solaire de $1000 W / m^2$.

Le profil de l'effet de la végétation, du rayonnement et les deux sur le champ thermique, dans le collecteur, sans et avec rayonnement, sans et avec végétation, pour un rayonnement solaire donné ($Q = 1000 W / m^2$), est représenté sur la Fig. 6.6.

6.7.2 Le cas d'une cheminée solaire avec toit secondaire ($R_{veg} = 29\text{ m}$)

A travers le profil de température, on peut calculer la largeur de la couronne de la végétation en baissant la température de 312K en tenant compte de l'hypothèse de la température maximale (39 °C) et correspondant à l'axe des X ($X=93\text{m}$), donc on trouve que la largeur de la couronne de la végétation $R_{veg} = 122-93 = 29\text{m}$.

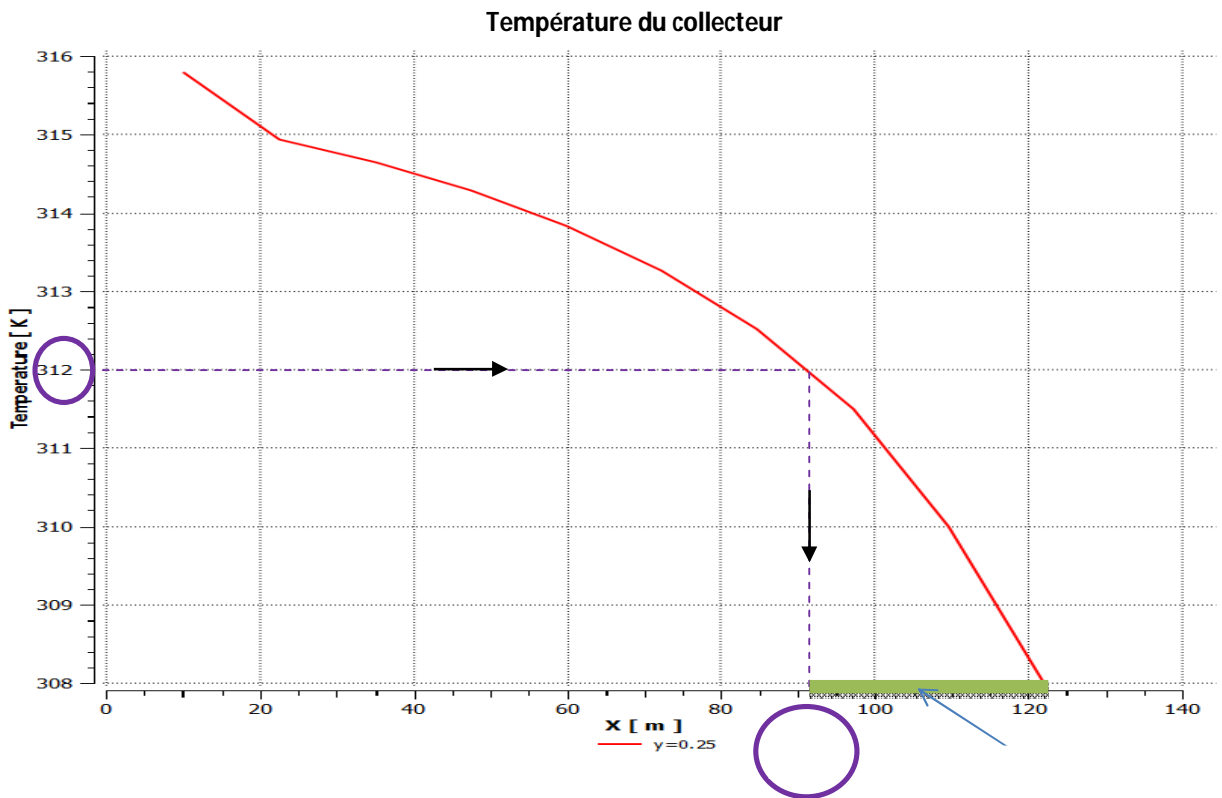
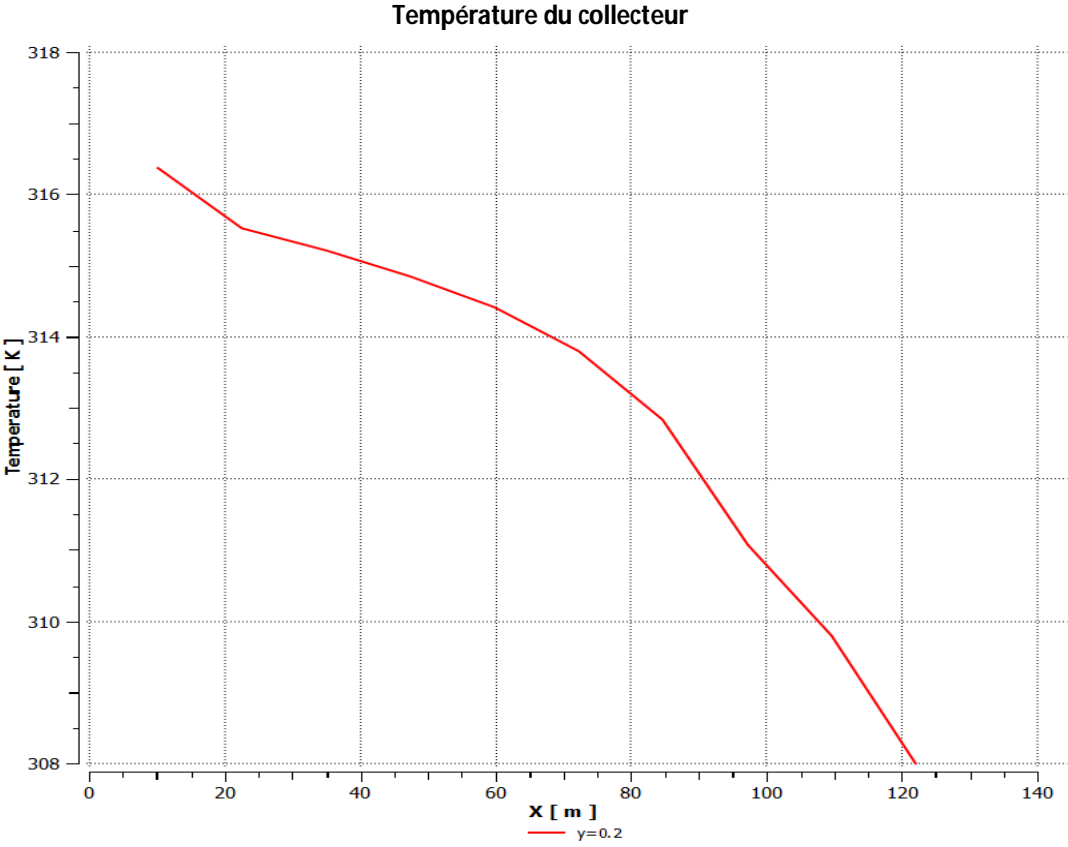
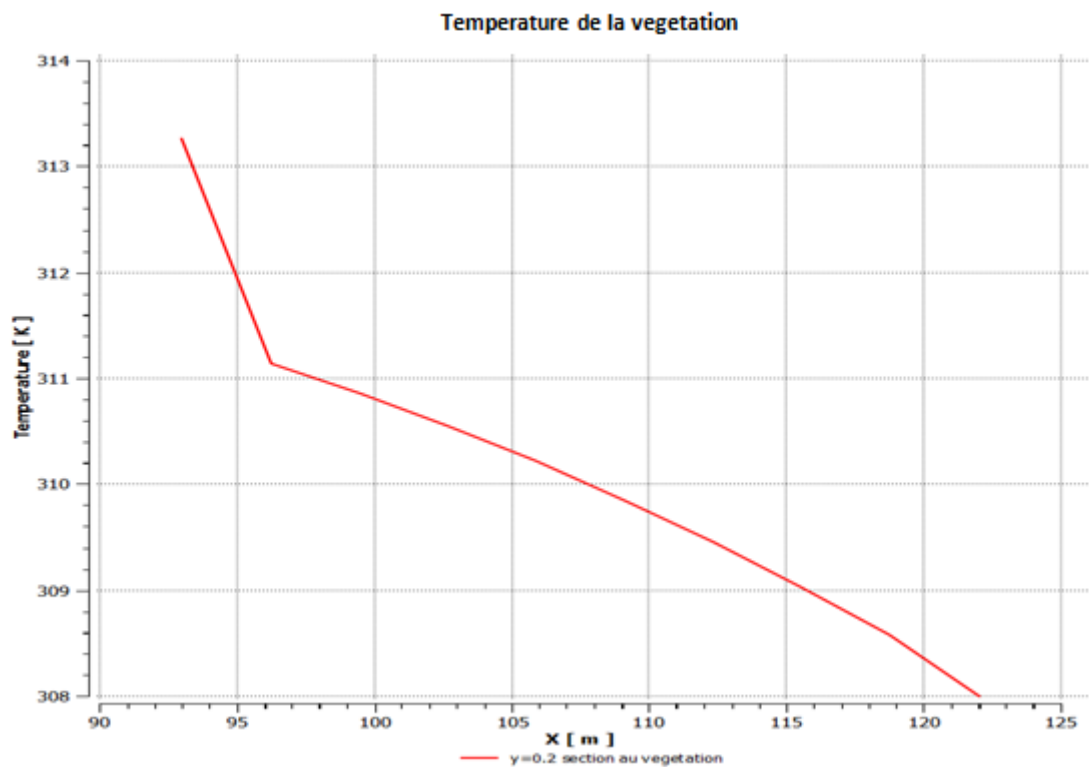


Fig. 6.7: Profil de Température sans végétation au niveau $Y = 0.25$ à $T_{sol-air} = 324\text{K}$ et l'insolation solaire de 1000 W / m^2 ($H_1 = 0.5\text{m}$ et $L_1 = 107\text{m}$).



(a)



(b)

Fig. 6.8: Profils avec végétation ($R_{veg} = 29$ m) de (a) température au collecteur et (b) température de la végétation au niveau $Y = 0.2$ à $T_{sol-air} = 324K$ et l'insolation solaire de $1000 W / m^2$ ($H_1 = 0.5m$ et $L_1 = 107m$).

Les profils de température, dans le collecteur avec végétation, sont représentés sur la Fig. 6.8, pour un rayonnement solaire donné ($Q = 1000 W / m^2$). La température du fluide augmente en diminuant le rayon en atteignant la base de la cheminée, où elle augmente plus fortement (figure 6.8 (a)). La figure 6.8 (b) montre le profil de la température de l'air à travers le collecteur dans la section de la végétation. On constate une diminution de température dans la zone de végétation.

6.7.3 Le cas d'une cheminée solaire avec toit secondaire et tertiaire ($R_{veg} = 9$ m)

A travers le profil de température, on peut calculer la largeur de la couronne de la végétation en tenant compte de l'hypothèse de la température maximale (39 °C) et correspondant à l'abscisse $X=113m$, donc on trouve que la largeur de la couronne de la végétation $R_{veg} = 122-113 = 9m$.

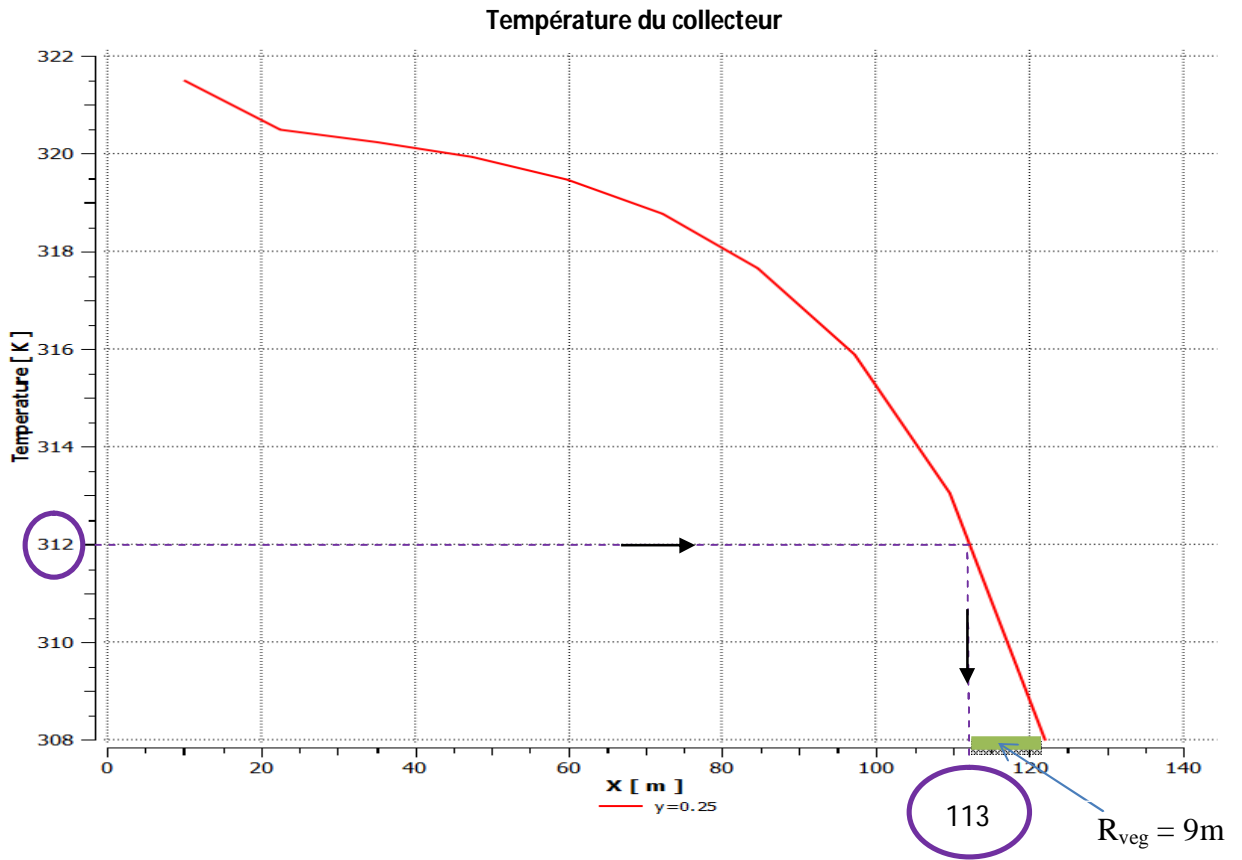
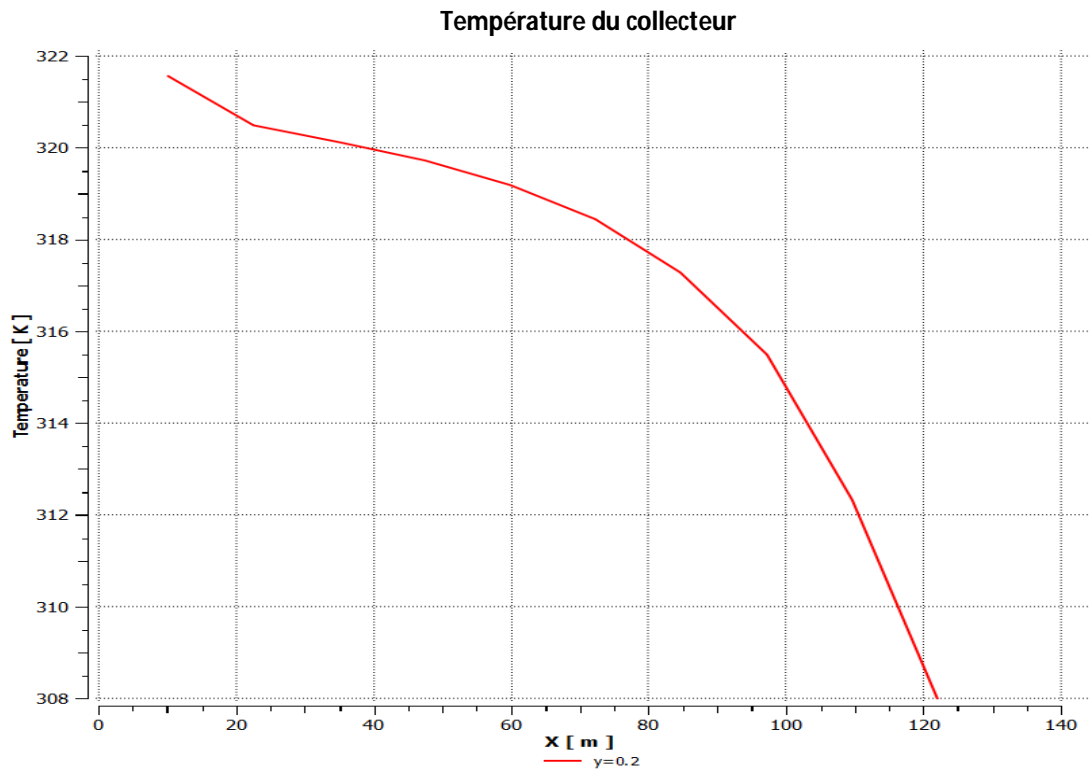
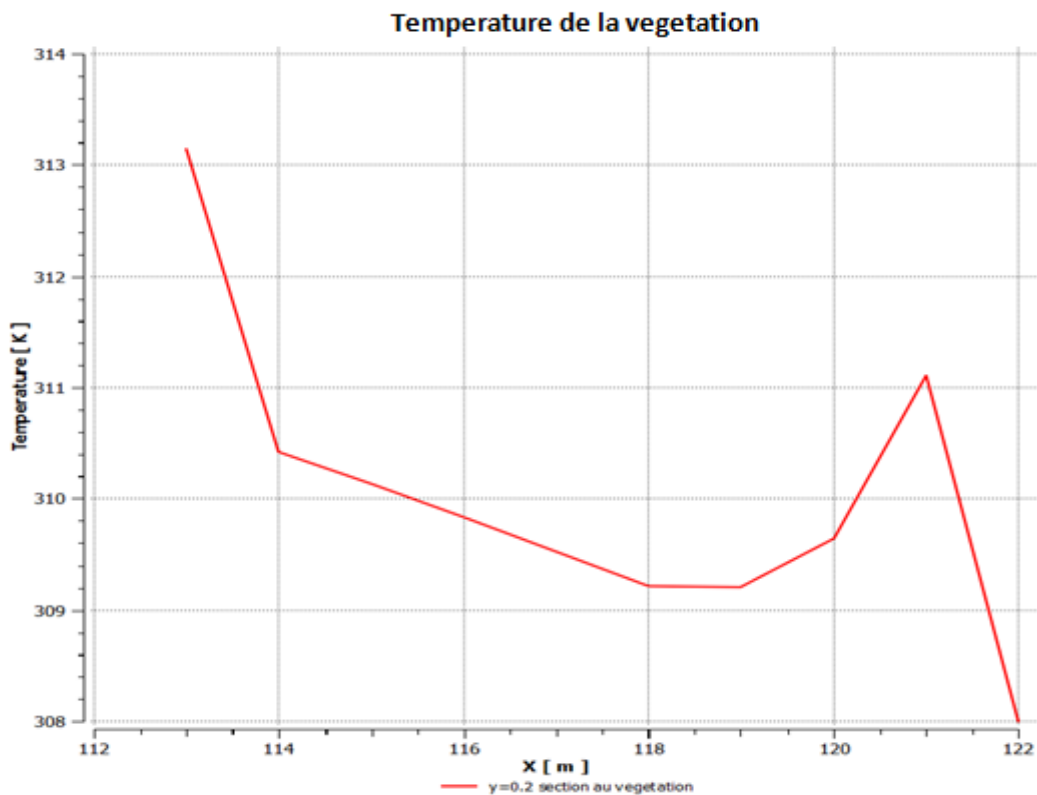


Fig. 6.9: Profil de Température sans végétation au niveau $Y = 0.25$ à $T_{sol-air} = 324K$ et l'insolation solaire de $1000 W / m^2$ ($H_1 = 0.5m$, $H_2 = 1.05m$ et $L_1 = 107m$).



(a)



(b)

Fig. 6.10: Profils avec végétation ($R_{veg} = 9$ m) de (a) température au collecteur et (b) température dans la section de végétation au niveau $Y = 0.2$ à $T_{sol-air} = 324K$ et l'insolation solaire de $1000 W / m^2$ ($H_1 = 0.5m$, $H_2 = 1.05m$ et $L_1 = 107m$).

Les profils de température, dans le collecteur avec végétation, sont représentés sur la Fig. 6.10, pour un rayonnement solaire donné ($Q = 1000 \text{ W / m}^2$). L'évolution de la température est similaire aux cas précédents. La figure 6.10 (b) montre le profil de la température de l'air à travers le collecteur dans la zone de végétation, où on constate une nette diminution de température.

6.7.4 Cas d'exploitation de conditions climatiques relevés sur terrain

Dans cette partie, basée sur les paramètres météorologiques des régions sélectionnées de Tamanrasset (Algérie), Figures 4.11 et 4.12 du chapitre 4, nous avons analysé numériquement le transfert de chaleur et la performance de production de CSC dans cette région d'Algérie en présence de la végétation sous collecteur sous trois cas: une cheminée solaire sans et avec toit collecteur secondaire aussi bien que le cas d'une cheminée solaire avec toit collecteur secondaire et tertiaire, et nous avons présenté l'évaluation de la quantité mensuelle de l'énergie électrique produite et le comparer avec les résultats sans végétation sous serre.

L'électricité produite chaque mois par la CSC installée dans la région de Tamanrasset est présentée sur les Figures.6.11, 6.12 et 6.13. On y remarque que la production d'électricité dans les trois cheminées solaires avec végétation est inférieure que sans végétation, et la cheminée solaire avec collecteur secondaire et tertiaire nous a donné une puissance de sortie plus élevée que la cheminée solaire avec et sans collecteur secondaire.

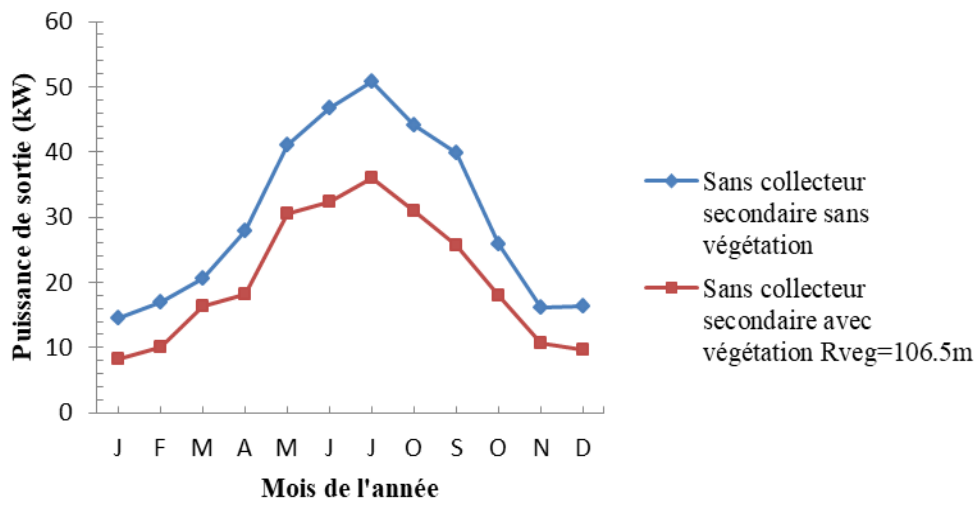


Fig .6.11: Productivité moyenne mensuelle de la puissance de la cheminée solaire à Tamanrasset.

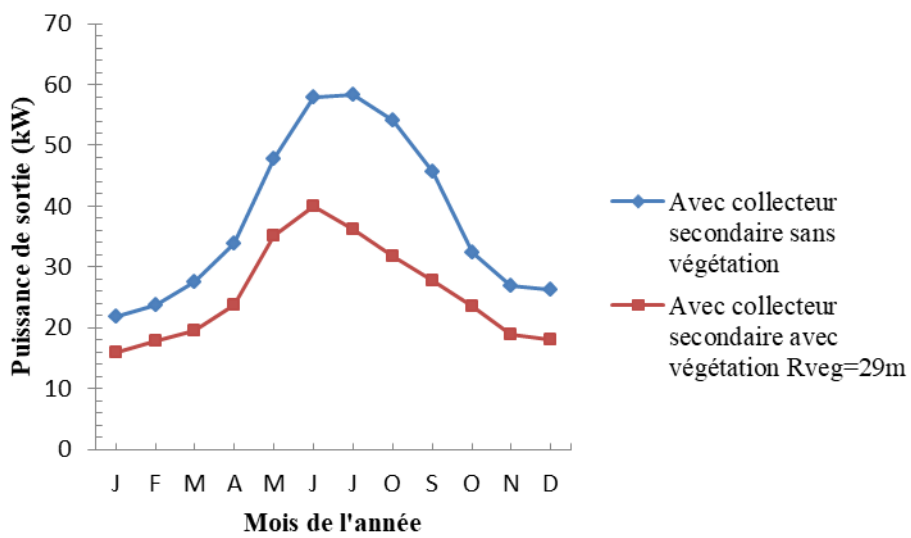


Fig .6.12: Productivité moyenne mensuelle de la puissance de la cheminée solaire à Tamanrasset.

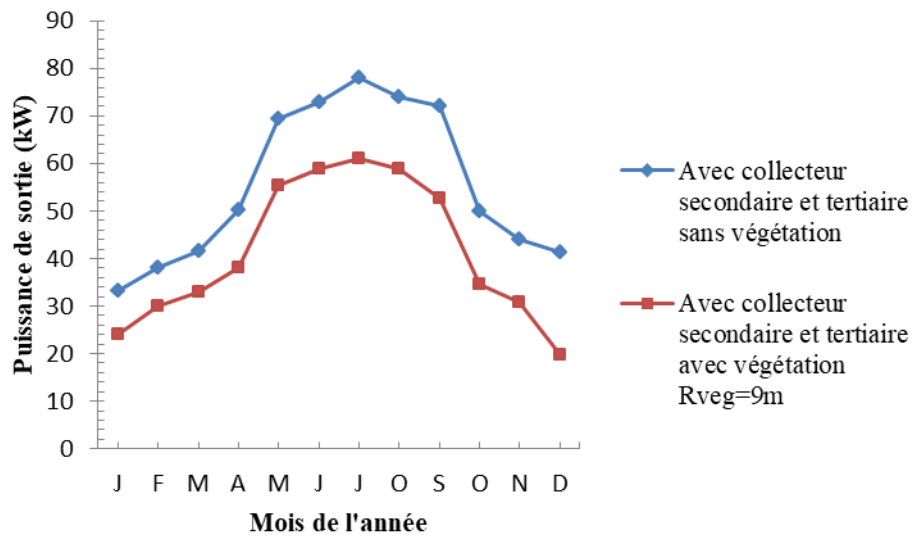


Fig .6.13: Productivité moyenne mensuelle de la puissance de la cheminée solaire à Tamanrasset.

6.8 Estimation du coût de l'électricité (kWh) de la centrale solaire à cheminée

Ici; nous calculons le coût de la centrale solaire à l'aide de la formule de coût approximative donnée par [102, 26, 84]. Dans leur modèle, le coût total de la cheminée est simplement déterminé comme le volume de la cheminée multiplié par le coût de la cheminée spécifique:

$$C_c = 0,001 \pi d_c H_c^2 C_{sc} \tag{6.8}$$

$C_{sc} = 1 \text{ C/m}^3$ (Le coût spécifique de la cheminée est défini comme un C par mètre cube de volume de la cheminée).

Où:

C : L'unité monétaire.

C_{sc} : Le coût spécifique de la cheminée (matériaux et construction) et il est défini comme un C par mètre cube de volume de la cheminée.

H_c : La hauteur de la cheminée.

d_c : Le diamètre de la cheminée.

Le coût total du collecteur est donné par:

$$C_r = \pi/4 d_r^2 (0,01 (pt)_{coll} C_{sc}) (1 + 0,01 (pt)_H H_2) \quad (6.9)$$

Où:

d_r : Le diamètre du collecteur.

H_2 : La hauteur d'entrée du collecteur.

$(pt)_{coll}$: Le coût du collecteur par m^2 en pourcentage de C_{sc} .

$(pt)_H$: Le coût du collecteur additionnel en pourcentage de H_2 .

Il est supposé que les coûts supplémentaires, y compris le turbo-générateur, représentent 10% du coût total du collecteur et de la cheminée. Par conséquent, le coût total de la centrale solaire à cheminée est donné par:

$$C_{tot} = 1,1 (C_c + C_r) \quad (6.10)$$

Les paramètres du modèle de coût qui ont été sélectionnés pour le calcul du coût de la cheminée solaire et leurs valeurs sont répertoriés dans le tableau 6.2.

Paramètre de coût	Symbole	Valeurs pour le paramètre [%]
Coût du collecteur par m^2 en pourcentage du C_{sc}	$(pt)_{coll}$	8
Coût de collecteur supplémentaire en pourcentage du H_2	$(pt)_H$	2

Tableau. 6.2: Paramètres de coût [26].

Le coût de l'électricité (kWh) de l'installation de référence, du toit du collecteur secondaire et des systèmes de toit (collecteur) secondaire et tertiaire a été calculé comme indiqué dans le tableau 6.3. En termes de coût de l'électricité (kWh), l'inclusion d'un toit collecteur secondaire et tertiaire produit l'électricité (kW) moins cher que les autres systèmes.

	C_{sc} (C/m ³)	C_c (C/m ³)	C_r (C/m ³)	C_{tot} (C/m ³)	Puissance de sortie (kWh)	Le coût de l'usine (C/kWh)	Différence relative
La centrale de référence	1	1208.1	37.4	1370.1	41.9	32.9	--
La centrale avec toit collecteur secondaire	1	1208.1	74.3	1410.6	54.3	25.9	20%
La centrale avec toit collecteur secondaire et tertiaire	1	1208.1	111.2	1451.2	79.4	18.3	44%

Tableau. 6.3: Le coût de l'électricité (kWh) des usines.

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

Dans cette thèse, on a présenté une étude numérique des champs dynamique et thermique dans les centrales solaires à cheminée en verre, dans le cas de la convection naturelle. En se basant sur l'approximation de Boussinesq, on a développé le modèle mathématique décrivant notre problème des phénomènes de transport dans le collecteur et la cheminée. Un modèle radiatif a été rajouté dans le modèle numérique pour tenir compte du transfert d'énergie par rayonnement. Ce dernier résout l'équation des transferts radiatifs en couplage avec l'équation d'énergie. Certains résultats ont été validés en comparaison avec ceux obtenus par l'étude expérimentale de Manzanares et les résultats de la simulation et une bonne concordance a été constatée (voir le tableau 4.6).

Une modélisation du problème, en 2D a été menée en utilisant le code de mécanique des fluides numérique (Fluent17.1) basé sur un schéma de discrétisation en volumes finis pour discrétiser les équations gouvernantes. La turbulence, dont l'effet est loin d'être négligeable sous le collecteur solaire, a été modélisée à l'aide du modèle RNG $k-\epsilon$. Les effets dynamiques de la végétation ont été simulés à partir de l'approche du « milieu poreux proposée » en utilisant la correction de Darcy - Forchheimer.

Nous avons simulé numériquement le mouvement d'air induit par un flux de chaleur dans une cheminée solaire. La circulation d'air a été analysée en régime turbulent avec ou sans la végétation au moyen du code de calcul commercial Fluent17.1. A la base des résultats numériques obtenus, nous pouvons tirer les conclusions suivantes:

- Les simulations numériques ont été réalisées pour analyser les caractéristiques du flux d'air du prototype de centrale solaire à Manzanares, en Espagne. Le contrôle dynamique et statique a été étudié par rapport à la puissance de l'installation. Une technique a été étudiée pour contrôler la puissance de sortie de la cheminée solaire, afin de fournir de l'énergie en fonction des modèles de demande spécifiés. Pour ce faire, nous avons modifié le modèle de la centrale de référence en incluant un toit (collecteur) secondaire sous le collecteur principal existant. L'ajout d'un toit secondaire donne une bonne sortie de la centrale de contrôle en termes de production

Conclusion générale

d'électricité de base. Les résultats ont montré que la puissance de sortie potentielle pour une irradiation solaire de 1000 W / m^2 est d'environ 54.3 kW dans la CSC avec le collecteur modifié (un toit secondaire) et avec la centrale avec toit secondaire et tertiaire la puissance de sortie potentielle est d'environ 79.4 kW.

- En conclusion, nous avons présenté l'analyse de performance de trois systèmes de centrales solaires à cheminée. Les simulations numériques ont été réalisées pour analyser les caractéristiques du flux d'air du prototype de centrale solaire à Manzanares, en Espagne. Nous avons étudié la faisabilité de la mise en œuvre des centrales solaires à cheminée dans deux régions algériennes (Constantine, Tamanrasset). Les résultats montrent que la production d'électricité la plus élevée a été réalisée par le système de toit secondaire et tertiaire. La production d'électricité la plus élevée a été enregistrée à Tamanrasset.
- La présence de la plante modifie la circulation d'air sous le collecteur solaire et donne naissance à des cellules convectives supplémentaires et diminue de manière significative la vitesse moyenne sous le collecteur solaire.
- Bien que cette vitesse ait diminué, la production agricole rabatte ce déficit en ajoutant une plu- valeur à la production d'électricité qui se manifeste dans le prix de revient du kW. En termes de coût de l'électricité (kWh), l'inclusion d'un toit collecteur secondaire et tertiaire produit l'électricité (kW) moins cher que les autres systèmes.

PERSPECTIVES

- Etudier le système de régulation pour déterminer l'angle de fermeture optimal et la fonction de transfert.
- Détermination des épaisseurs des lames d'air entre différents collecteurs.
- Déterminer le nombre optimal de toits qu'on peut ajouter sous le toit principal.
- Réexaminer le problème en 3D.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Robera Daba. 2011. Modeling and Simulation of Solar Chimney Power Plant with and without the Effect of Thermal Energy Storage Systems. Thesis of Master, the school of graduate studies Addis Abeba.
- [2] Semai Hakim. 2017. Recherche d'une configuration optimale d'une centrale solaire à cheminée. Thèse de Doctorat en sciences, Université Abou-Bekr Belkaid - Tlemcen.
- [3] Mehdi Charaf-eddine. 2015. Etude aérothermique d'un collecteur d'une Cheminée solaire. Mémoire de Master, Université Mohamed Khider Biskra.
- [4] Administration, U.S.E.I., International Energy Outlook 2013, U.S. Department of Energy: Washington DC.
- [5] EIA, Electric Power Monthly, Table 1.1.A. Net generation from renewable sources: total (all sectors), January 2016, EIA.
- [6] Warren T. Jones. 2007. Hybrid vehicule technologies, www.PDHonline.org. PDH cours G208, Warren T. Jones C.
- [7] Azerou Belaid, Berrichi Mohamed Hani. 2017. Influence de la hauteur de la tour-cheminée et du rayon du collecteur sur l'écoulement dans les cheminées solaires. Mémoire de Master, Université M'Hamed BOUGARA- Boumerdes.
- [8] Wende Pouire Germain Ouedraogo , Sié KAM, Boukaré Ouedraogo et D. Joseph Bathiebo. 2016. Étude expérimentale de l'écoulement de l'air en convection naturelle dans une tour solaire. *Afrique Science* 12(6) : 213 – 222.
- [9] Ismail Zabat. 2011. Etude numérique de l'efficacité dimensionnelle d'une cheminée solaire. Mémoire de Master, Université de Kasdi Merbah Ouargla.
- [10] A brief history of solar chimney. Retrieved 10.11.2004.from; http://www.visionengineer.com/env/solar_flue.shtml.
- [11] Haxaire, R. 1999. Caractérisation et modélisation des écoulements d'air dans une serre. Thèse de Doctorat, Université de Nice Sophia Antipolis.
- [12] Ould Khaoua, S.A. 2006. Modélisation de l'aération naturelle et du microclimat des serres en verre de grande portée sous climat tempéré océanique. Thèse de Doctorat, Ecole Doctorale d'Angers.
- [13] Tayebi Tahar. 2010. Processus de la convection naturelle laminaire dans une cheminée solaire. Mémoire de Magister, Université Mentouri Constantine.

- [14] W. Haaf, K. Friedrich, G. Mayr, and J. Schlaich. 1983. Solar Chimneys: Part I: Principle and Construction of the Pilot Plant in Manzanares, *International Journal of Solar Energy*, 2, No. 1, pp 3–20.
- [15] Haaf, W. 1984. Solar chimneys. Part II: preliminary test results from the Manzanares plant. *International Journal of Solar Energy* 2, 141–161.
- [16] M. Padki and S. Sherif. 1989. Solar chimney for medium-to-large scale power generation. In *Proceedings of the manila international symposium on the development and management of energy resources*, pp. 432-437.
- [17] M. Padki and S. Sherif. 1992. A mathematical model for solar chimneys. In *Proceedings of 1992 International Renewable Energy Conference*, Amman, Jordan, pp. 289-294.
- [18] M. Padki and S. Sherif. 1999. On a simple analytical model for solar chimneys. *International Journal of Energy Research*, vol. 23, pp. 345-349.
- [19] N. Pasumarthi and S. Sherif. 1998. Experimental and theoretical performance of a demonstration solar chimney model—Part I: mathematical model development. *International Journal of Energy Research*, vol. 22, pp. 277-288.
- [20] A. J. Gannon and T. W. von Backström. 2002. Solar Chimney Turbine: Part 1 of 2—Design. In *ASME Solar 2002: International Solar Energy Conference*, pp. 335-341.
- [21] A. J. Gannon and T. W. von Backström. 2002. Solar Chimney Turbine: Part 2 of 2—Experimental Results. In *ASME Solar 2002: International Solar Energy Conference*, pp. 343-349.
- [22] A. J. Gannon and T. W. von Backström. 2003. Solar chimney turbine performance. *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 125, pp. 101-106.
- [23] C. F. Kirstein and T. W. von Backström. 2005. Flow through a solar chimney power plant collector-to-chimney transition section. In *Proceedings of the International Solar Energy Conference*, Orlando, FL.
- [24] C. F. Kirstein and T. W. von Backström. 2006. Flow through a solar chimney power plant collector-to-chimney transition section. *Journal of solar energy engineering*, vol. 128, pp. 312-317.
- [25] T. W. von Backström and T. P. Fluri. 2006. Maximum fluid power condition in solar chimney power plants—an analytical approach. *Solar Energy*, vol. 80, pp. 1417-1423.
- [26] J. P. Pretorius. 2007. Optimization and control of a large-scale solar chimney power plant. Dissertation presented for the degree of Doctor of Mechanical Engineering, University of Stellenbosch, Stellenbosch, South Africa.
- [27] T. Ming, W. Liu, Y. Pan, and G. Xu. 2008. Numerical analysis of flow and heat transfer characteristics in solar chimney power plants with energy storage layer. *Energy Conversion and Management*, vol. 49, pp. 2872-2879.
- [28] T. Chergui, S. Larbi, and A. Bouhdjar. 2010. Thermo-hydrodynamic aspect analysis of flows in solar chimney power plants—A case study. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, pp. 1410-1418.

- [29] T. Von Backström and A. Gannon. 2004. Solar chimney turbine characteristics. *Solar energy*, vol. 76, pp. 235-241.
- [30] M. Tingzhen, L. Wei, X. Guoling, X. Yanbin, G. Xuhu, and P. Yuan. 2008. Numerical simulation of the solar chimney power plant systems coupled with turbine. *Renewable Energy*, vol. 33, pp. 897-905.
- [31] Chergui, T., Larbi, S., Bouhdjar, A. and Gahgah, M. 2008. Performances analysis of a solar chimney power plant in South of Algeria. In *Proceedings of the World Renewable Energy Congress X*, Ed. Elsevier Publishing Company, Glasgow, pp. 1660- 1664, United Kingdom.
- [32] Chergui, T, Larbi, S., Bouhdjar, A. 2008. Analysis of flows modelling and energy performances in solar chimneys. *International Review on Modelling and Simulation*, Vol. 1, pp. 214–220.
- [33] Atit Koonsrisuk et Tawit Chitsomboon. 2009. Accuracy of theoretical models in the prediction of solar chimney performance. *Solar Energy* 83: 1764–1771.
- [34] Larbi S., Bouhdjar A., Chergui T. 2010. Performance analysis of a solar chimney power plant in the southwestern region of Algeria. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14: 470–477.
- [35] Hamdan MO. 2011. Analysis of a solar chimney power plant in the Arabian Gulf region. *Renewable Energy* 36: 2593-8.
- [36] Atit Koonsrisuk, Tawit Chitsomboon. 2013. Mathematical modeling of solar chimney power plants. *Energy* 51: 314-322.
- [37] Ehsan Gholamalizadeh, S.H. Mansouri. 2013. A comprehensive approach to design and improve a solar chimney power plant: A special case – Kerman project. *Applied Energy* 102: 975–982.
- [38] Ehsan Gholamalizadeh, Man-Hoe Kim. 2014. Three-dimensional CFD analysis for simulating the greenhouse effect in solar chimney power plants using a two-band radiation model. *Renewable Energy* 63: 498-506.
- [39] Rayan Rabehi., Abla Chaker., Zeroual Aouachria., Ming Tingzhen. 2017. CFD analysis on the performance of a solar chimney power plant system: Case study in Algeria. *International Journal of Green Energy*, vol. 14, no. 12, 971–982.
- [40] Tayebi Tahar. 2014. Contribution à l'étude numérique de la convection naturelle laminaire d'un système radial de chauffage solaire. Thèse de Doctorat en Sciences. Université Constantine 1.
- [41] B. Negrou. 2007. Conception et analyse de fonctionnement d'une turbine éolienne installée dans une cheminée solaire. Mémoire de Magister. Université Kasdi Merbah Ouargla.
- [42] Cheloufi Djassem. 2014. Réalisation et expérimentation d'une cheminée solaire, Mémoire de Master. Université Kasdi Merbah Ouargla.

- [43] S. Nizetic, B. Klarin. 2010. A simplified analytical approach for evaluation of the optimal ratio of pressure drop across the turbine in solar chimney power plants. *Applied Energy*, vol. 87, no. 2, pp. 587- 591.
- [44] Elias Paez Ortega. 2011. Analyzes of Solar Chimney Design. Master Thesis, Norwegian University of Science and Technology.
- [45] Jörg Schlaich. 2004. *The solar chimney: electricity from the sun*. Edition Axel Menges.
- [46] <http://www.tour-solaire.fr/nouvelles-infos.php>, 30 avril 2014.
- [47] Kreetz, H. 1997. *Theoretische Untersuchungen und Auslegung eines Tempors*, Diplomarbeit TU Berlin, Berlin.
- [48] Amel Dhahri, Ahmed Omri. 2013. A Review of solar Chimney Power Generation Technology, *International Journal of Engineering and Advanced Technology* 2, pp. 7-12.
- [49] http://www.lemonde.fr/planete/article/2002/09/03/une-tour-solaire-de-1-000-metres-de-haut-en-australie_288891_3244.html. (vue le 01/2/2018)
- [50] <http://www.ingenieriacampo3.com>. (vue le 10/2/2017)
- [51] <https://www.geek.com/geek-pick/solar-tower-in-arizona-to-power-150000-homes-for-80-years-1406459>. (vue le 12/2/2017)
- [52] <http://www.ecolopop.info/2006/07/500-mw-solaires-pour-un-brevet-a-developper/442>.
- [53] <http://www.elioth.com/site>. (vue le 12/2/2018)
- [54] <http://www.floatingsolarchimney.gr/papers/description.pdf>. (vue le 12/2/2018)
- [55] Candel, S. 1995. *Mécanique des fluides*. Deuxième édition. Paris.
- [56] Siegel R; Howell J R 2002. *Thermal Radiation Heat Transfer*. Taylor & Francis, 4th ed, New York.
- [57] Myriam Dauphin. 2014. *Amélioration des simulations thermiques dans les systèmes d'éclairage automobiles*. Thèse de Doctorat. Université de Toulouse.
- [58] Lionel Trovalet. 2011. *Résolution numérique des transferts par rayonnement et conduction au sein d'un milieu semi-transparent pour une géométrie 3D de forme complexe*. Thèse de Doctorat de l'Université Henri Poincaré – Nancy Université en Mécanique et Énergétique.
- [59] Belkacemi, Z. 2004. *Contribution à la résolution numérique de l'équation de transfert radiatif par la méthode des ordonnées discrètes*. Mémoire de fin d'étude. Université El-Hadj Lakhdar- Batna.
- [60] Joseph, D. 2004. *Modélisation des transferts radiatifs en combustion par méthode aux ordonnées discrètes sur des maillages non structures tridimensionnels*. Thèse de Doctorat. Institut national polytechnique de Toulouse.
- [61] Maia, C.B., A. G. Ferreira, R.M. Valle, M.F.B. Cortez . 2009. Theoretical evaluation of the influence of geometric parameters and materials on the behavior of the airflow in a solar chimney. *Computers & Fluids* 38 : 625–636.

- [62] Bernardes, M.A., S. Dos, T.W. Von Backstrom, G.D. Kroger. 2009. Analysis of some available heat transfer coefficients applicable to solar chimney power plant collectors. *Solar Energy* 83: 264–275.
- [63] Boulard, T., Kittas, C., Roy, J. C. et Wang, S. 2002. Convective and ventilation transfers in greenhouses, Part 2: Determination of the distributed greenhouse climate. *Biosystems Engineering* 83(2): 129-147.
- [64] Ghebrid Nassima. 2011. Etude numérique des transferts thermiques couplés dans une cavité fermée. Mémoire de Magister. Université Ferhat Abbas-Sétif.
- [65] Cao, F., H. Li, Q. Ma, L. Zhao. 2014. Design and simulation of a geothermal–solar combined chimney power plant. *Energy Conversion and Management* 84 : 186–195.
- [66] Kasaeian, A., M. Ghalamchi. 2014. Simulation and optimization of geometric parameters of a solar chimney in Tehran. *Energy Conversion and Management* 83: 28–34.
- [67] Huang H, Zhang H, Huang Y, Lu F. 2007. Simulation Calculation on Solar Chimney Power Plant System. *Challenges of Power Engineering and Environment*: Springer. p. 1158-61.
- [68] Gannon, A.J., Von Backström, T.W. 2002. Controlling and maximizing solar chimney power output. In: *Proceedings of the 1st International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Kruger Park, South Africa.
- [69] A. Zeghib et K Talbi. 2008. Comparaison des différents modèles de turbulence d'un écoulement aérodynamique dans un cyclone. *Revue des Energies Renouvelables CISM'08 Oum El Bouaghi* 311 – 324.
- [70] Schlaich J. 1995. The solar chimney: Electricity from the sun. In: Maurer C, editor. Germany: Geislingen.
- [71] Pretorius JP, Kröger DG. 2006. Solar chimney power plant performance. *J Sol Energy Eng* 128:302-11.
- [72] Asnaghi, A., S.M. Ladjevardi. 2012. Solar chimney power plant performance in Iran. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16: 3383– 3390.
- [73] Hadyan Hafizh. 2015. Theoretical Analysis and Experimental Optimization of Solar Updraft Power Generator. Thesis or Dissertation. Kyoto University.
- [74] Mohammed Awwad Al-Dabbas. 2011. A performance analysis of solar chimney thermal power systems, *Thermal Science*. Vol. 15, No. 3, pp. 619-642.
- [75] Zhou, X. 2009. Novel Concept for Producing Energy Integrating a Solar Collector with a Man Made Mountain Hollow, *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, No.3, pp. 847-854.
- [76] Schlaich J, Bergemann R, Schiel W, Weinrebe G. 2005. Design of commercial solar updraft tower systems-utilization of solar induced convective flows for power generation. *J Sol Energy Eng* 127:117-24.

- [77] Von Backström, T. W., Fluri, T. P. 2006. Maximum Fluid Power Condition in Solar Chimney Power Plants, An Analytical Approach, *Solar Energy*, Vol. 80 , No.11, pp. 1417-1423.
- [78] A. Mefti; M. Y. Bouroubi, H. Mimouni. 2002. Evaluation du potentiel énergétique solaire, *Bulletin des Energies Renouvelables*, N°2, J. Clerk Maxwell, A Treatise on Electricity and Magnetism, 3rd ed., vol. 2. Oxford: Clarendon, 1892, pp.68-73.
- [79] Bulletin of renewables - No. 2 December 2002, CDER. Alger
- [80] Yaiche, M. R., A. Bouhanik, S.M.A. Bekkouche, A.Malek, and T. Benouaz. 2014. Revised solar maps of Algeria based on sunshine duration. *Energy Conversion and Management* 82:114–23.
- [81] Ajit K. Mahapatra, Shetelia L. Melton, Edwin M. Isang. 2013. Effect of moisture content on thermal properties of cowpea flours. *Agric Eng Int: CIGR Journal*. Vol. 15, No.2.
- [82] A.Y. Arku, N.A. Aviara and S.C. Ahamefula. 2012. Specific heat of selected legumes and cereal grains grown in north eastern Nigeria. *Arid Zone Journal of Engineering, Technology and Environment*. Vol. 8, 105-114.
- [83] F. Appiah, J. Y. Asibuo and P. Kumah. 2011. Physicochemical and functional properties of bean flours of three cowpea (*Vigna unguiculata* L. Walp) varieties in Ghana. *African Journal of Food Science* Vol. 5(2), pp. 100 - 104.
- [84] Johannes P. Pretorius and Detlev G. Krdgey. 2008. Incorporating Vegetation Under the Collector Roof of a Solar Chimney Power Plant. *R & D Journal*, 24 (1) of the South African Institution of Mechanical Engineering.
- [85] Boulard, T. et Wang, S. 2002a. Experimental and numerical studies on the heterogeneity of crop transpiration in a plastic tunnel. *Computers and Electronics in Agriculture*, 34: 173-190.
- [86] A. Wahid , S. Gelani, M. Ashraf, M.R. 2007. Foolad. Heat tolerance in plants: An overview. *Environmental and Experimental Botany* 61: 199–223.
- [87] Boulard, T. et Draoui, B. 1995. Natural ventilation of a greenhouse with continuous roof vents: measurement and data analysis. *Journal of Agricultural Engineering Research* 61: 27-36.
- [88] Charles, C. 2001. Modélisation et simulation des écoulements d'air dans les serres. Stage effectué à L'INRA en Avignon, unité plantes et systèmes horticoles.
- [89] Monteny, B. A., Lhomme, J.B. 1980. *Eléments de bioclimatologie*. Office de la recherche scientifique et technique outre-mer, SRSTOM centre d'adiopodoume-cote d'ivoire B.P. V 51 – Abidjan.
- [90] Mistriotis, A., Arcidiacono, C., Picuno, P., Bot, G. P. A. et Scarascia-Mugnozza, G. 1997a. Computational analysis of ventilation in greenhouses at zero-and low-wind speeds. *Agricultural and Forest Meteorology* 88: 221-135.
- [91] Lamrani, M, A., Boulard, T., Roy, J. C. and Jaffrin, A. 2001. Airflows and temperature patterns induced in a confined greenhouse. *Journal of Agricultural Engineering Research* 78(1): 75-88.

- [92] Nisen, A. 1969. L'éclairage naturel des serres. Presse Agronomique, Gembloux.
- [93] Nisen, A. et Dogniaux, R. 1975. Traité de l'éclairage naturel des serres. Institut Royal Météorologique, Bruxelles.
- [94] Kozai, T., Goudriaan, J. et Kimura, M. 1978. Light transmission and photosynthesis in greenhouses. Simulation Monographs. Pudoc, Wageningen.
- [95] Sinoquet, H. 1993. Modelling radiative transfer in heterogeneous canopies and intercropping systems. In Crop structure and light microclimate, Characterisation and applications, INRA Editions, Science Update, 229-252.
- [96] Stanhill, G., Fuchs, M., Bakker, J. and Moreshet, S. 1973. The radiation balance of a glasshouse rose crop. *Agricultural Meteorology* 11: 385-404.
- [97] Tchamitchian, M. 1990. Photosynthèse d'une culture de tomates de serre : mise au point et validation d'un modèle analytique. Thèse de Doctorat, Institut Polytechnique de Toulouse.
- [98] Monteil, C. 1985. Contribution informatique à l'analyse énergétique des serres agricoles. Thèse de doctorat, Institut Polytechnique de Toulouse.
- [99] Kimball, B. A. 1986. A modular energy balance program including subroutines for greenhouses and other latent devices. Agricultural Research Service.
- [100] Joseph, D. 2004. Modélisation des transferts radiatifs en combustion par méthode aux ordonnées discrètes sur des maillages non structures tridimensionnels. Thèse de Doctorat. Institut national polytechnique de Toulouse.
- [101] H. Majdoubi; T.Boulard; H. Fatnassi and L. Bourden. 2009. Airflow and microclimate patterns in a one-hectare Canary type greenhouse: an experimental and CFD assisted study. *Agricultural and Forest Meteorology*, vol.149, pp: 6-7.
- [102] Okoye, Chiemeka Onyeka. 2016. A two-stage feasibility approach for solar chimney power plant design. Thesis of Master. Middle East Technical University Northern Cyprus Campus.

ANNEXE

Annexe A

1. La modélisation de l'agro système serre

La modélisation peut être définie comme une présentation mathématique d'un phénomène réel c.-à-d. : un établissement du modèle mathématique traduisant les phénomènes considérés, aboutit alors à la résolution d'un système d'équations, ici par des méthodes numériques [87].

Comme la serre est un milieu confiné mettant en jeu de nombreux mécanismes physiques et biologiques, il est impossible de d'écrire avec une égale précision tous ces mécanismes. La modélisation permet de contourner l'impossibilité de traiter exactement les problèmes physiques, en tenant compte de tous ces mécanismes. Le modèle utilisé constitue un système physique fictif, pour lequel les équations générales de la physique prennent une forme relativement simple et qui permet d'approcher les propriétés du système réel [11].

1.1. Définition du modèle

Deux corps à des températures différentes échangent de l'énergie sous forme de chaleur. Il existe trois modes fondamentaux d'échange de chaleur : le rayonnement, la convection et la conduction ; les échanges de chaleur et de masse doivent être bien connus au niveau du sous-système de serre (i.e. le sol, les plantes, l'air intérieur et enfin la paroi séparant l'intérieur et l'extérieur) [12]. Ces échanges sont [88] :

- Radiatifs : les échanges correspondent à un transfert d'énergie par des oscillations rapides de champs électromagnétiques qui ne nécessitent pas de milieu matériel pour se déplacer ;
- Convectifs : les échanges s'effectuent grâce au transport de l'énergie thermique par un fluide en mouvement ;

- **Conductifs** : les échanges ont lieu au sein des milieux sans mouvement, ce qui correspond à la propagation de proche en proche des énergies moléculaires internes.

1.1.1. Les échanges convectifs

Les transferts qui s'opèrent entre les surfaces naturelles et l'atmosphère en mouvement, sont de type convectif. On dit qu'un transfert de chaleur ou de masse s'opère par convection lorsqu'il a lieu au sein d'un fluide en mouvement et que le transport s'effectue par déplacement du fluide : c'est le cas des transferts au-dessus des surfaces naturelles. La convection peut être libre (on dit encore naturelle) ou forcée, ou mixte, dans des configurations d'écoulements laminaires ou turbulents.

Nous allons préciser quelques définitions se rapportant à la convection.

- **Convection libre (naturelle)** : Il y a convection libre lorsque le mouvement du fluide est provoqué par des différences de densités apparaissant au sein du fluide lui-même, et dues à des différences de température.

Par exemple, au contact d'un corps chaud, la température de l'air monte ; sa masse volumique décroît et il subit alors de la part de l'air non chauffé une poussée vers le haut ; cet air chaud qui s'élève est remplacé par de l'air plus froid et le processus se poursuit, entretenant à la fois le mouvement et le transfert.

- **Convection forcée** : Il y a convection forcée lorsque le mouvement du fluide est provoqué par un champ de forces extérieures au fluide à l'échelle de l'étude : par exemple le vent qui circule d'une zone de haute pression vers une zone de basse pression.

L'écoulement d'un fluide en convection forcée est laminaire ou turbulent. Il est laminaire lorsque les couches de fluide voisines glissent les unes sur les autres sans s'interpénètrent. Il est turbulent lorsque le mouvement des particules fluides est désordonné et que les couches de fluide voisines s'interpénètrent. Expérimentalement on met en évidence le phénomène de la façon suivante : on utilise un tuyau transparent dans lequel circule un liquide et on injecte dans celui-ci un mince filet liquide coloré. Dans le cas du régime laminaire le filet reste parallèle à l'axe du tube. Dans le deuxième cas, il se forme des tourbillons et le liquide coloré se répartit dans toute la section du tube [89].

• **Convection mixte** : c'est un régime convectif que l'on rencontre lorsque les termes de convection naturelle et de convection forcée sont du même ordre de grandeur. Néanmoins, un écoulement de convection peut avoir des caractéristiques géométriques inconnues dont on ne peut pas toujours deviner le mouvement.

Ainsi, une couche de fluide froide qui se situe au-dessus d'une couche chaude conduit à ce qu'on appelle une stratification instable dans le champ de pesanteur. Pour l'air confiné entre le sol chaud de la serre et sa toiture plus froide, des cellules -de Rayleigh Bénard- ont été identifiées par plusieurs auteurs [90, 91,63].

Les échanges par convection jouent un rôle important dans les serres. Par exemple, l'air à proximité des tubes de chauffage d'une serre est réchauffé par convection naturelle [12] .

L'air réchauffé peut à son tour réchauffer les plantes, toujours par convection naturelle. En revanche, des échanges convectifs peuvent avoir lieu entre l'air et les parois, entre l'air et les cultures, et entre l'air et le sol.

En présence du vent, l'enveloppe d'une serre échange de la chaleur par convection forcée avec l'air extérieur.

En convection, toute la difficulté consiste à déterminer le coefficient du transfert convectif qui dépend des caractéristiques du fluide et de son écoulement, des températures et de la géométrie de la surface d'échange.

Dans les serres, on exprime en général les coefficients de convection en fonction de nombres sans dimensions (encore appelés nombres adimensionnels). On détermine ainsi le régime des écoulements en convection en faisant intervenir le nombre de Reynolds pour les écoulements en convection forcée ; le nombre de Grashof pour les écoulements en convection naturelle, *i.e.* régis par des gradients de température ou encore le nombre de Richardson pour les écoulements en convection mixte.

L'hypothèse d'uniformité du climat sous serre a été largement utilisée depuis les années 80 pour modéliser les transferts de chaleur et de masse ; elle suppose une parfaite homogénéité du climat sous serre. On considère, en général, une seule

température et une seule vitesse d'air, aussi bien près des parois qu'au niveau du sol ou dans le couvert végétale. Ce dernier est généralement assimilé à une grande feuille (*i.e. big leaf*) de température uniforme forte [12].

1.1.2. Les échanges radiatifs

Tous les corps ayant une température supérieure à 0 K (-273 °C) émettent de l'énergie à leur surface. Ceci se traduit par des oscillations rapides correspondent à des ondes électromagnétiques. La gamme de longueurs d'ondes (ou de fréquences) concernées est très vaste et correspond à ce que l'on appelle communément le spectre de rayonnement électromagnétique (figure 1.1) [12].

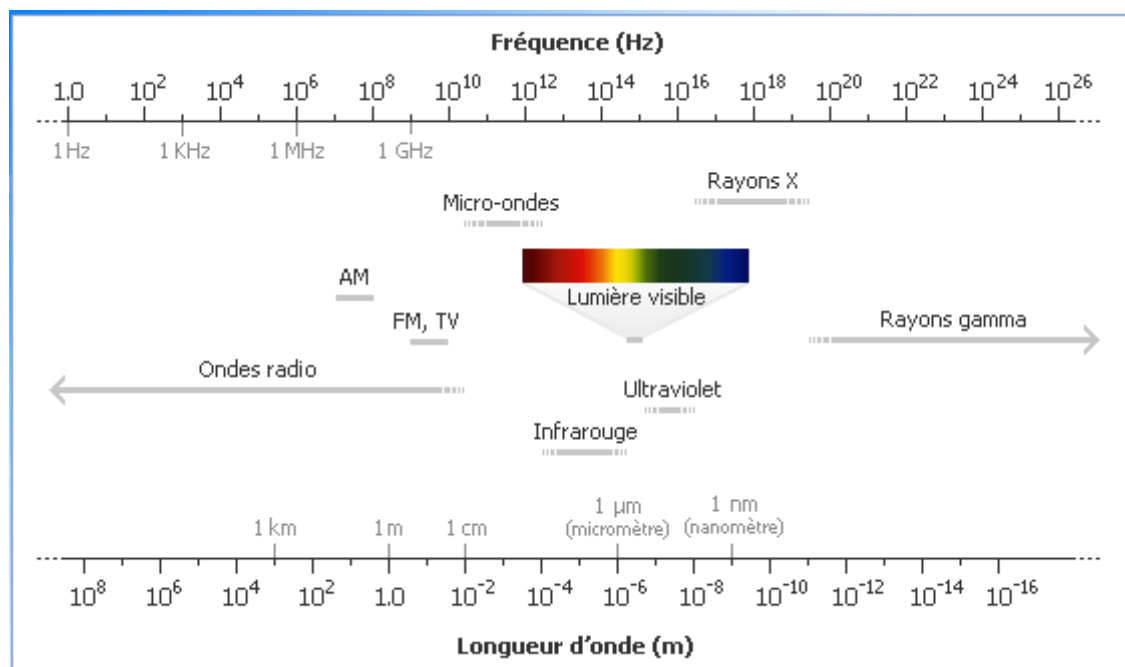


Fig. 1.1: Spectre électromagnétique.

L'énergie rayonnée se transforme en énergie thermique si elle rencontre un corps absorbant pour ces longueurs d'ondes. Ce transfert de chaleur se fait dès que deux corps à des températures différentes sont séparés par un milieu perméable. Aucun support matériel n'est requis pour cet échange qui peut se produire même dans le vide. L'énergie reçue par la surface du corps le plus froid est divisée en trois parties : une fraction est réfléchie, une autre fraction est transmise, elle passe à travers le corps sans le réchauffer, et une dernière fraction est absorbée par le corps dont elle élève sa

température. Les corps ont des propriétés de réflexion, de transmission et d'absorption du rayonnement variables en fonction des longueurs d'ondes reçues.

Lorsqu'un rayonnement atteint un élément de surface ds , une fraction ρ de la puissance incidente est réfléchi, c'est-à-dire renvoyée sans avoir pénétré dans la paroi, une autre fraction α est absorbée dans la masse du récepteur, constituant un apport énergétique pour ce dernier, et une troisième fraction τ peut être transmise (à travers la paroi et ressort de l'autre côté). La figure 1.2, schématise ce partage [12]. :

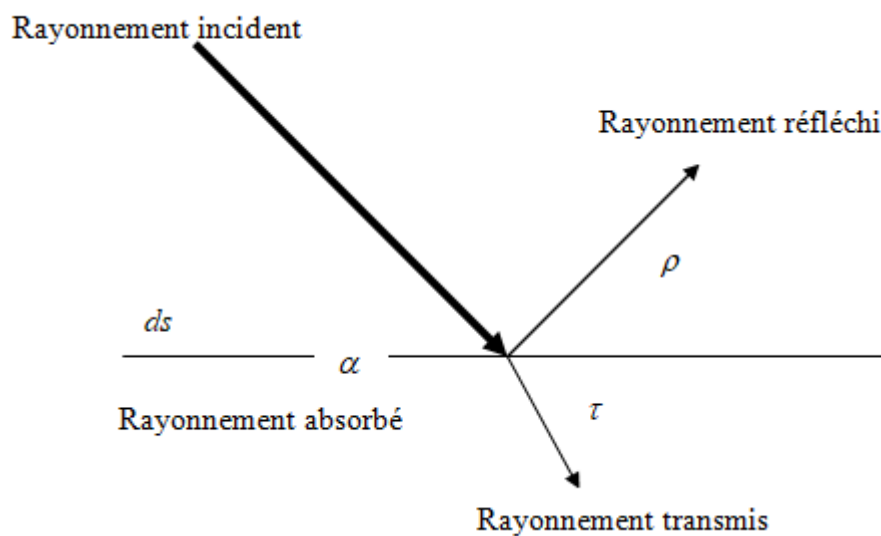


Fig. 1.2: Absorption, réflexion, transmission du rayonnement.

Ces trois grandeurs sont liées par la relation :

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad (1.5)$$

Les mécanismes d'interaction de la lumière avec les plantes sont relativement complexes. La totalité du flux d'énergie solaire couvre le domaine de longueur d'onde compris entre 0.15 et 4.0 μm alors que celui de la surface terrestre est compris dans le domaine allant de 3 à 100 μm . Il n'existe qu'un très faible recouvrement entre les deux spectres. Ces deux domaines sont appelés les domaines des courtes et des grandes longueurs d'ondes. Le bilan radiatif est la somme algébrique des échanges radiatifs de courtes et de grandes longueurs d'ondes [88]:

a) Les échanges radiatifs de courte longueur d'onde

La couverture de la serre transmet la plus grande partie du rayonnement solaire utile à la photosynthèse (entre 0.4 et 0.7 μm). C'est pourquoi les échanges radiatifs de courte longueur d'onde ont été très tôt analysés en détail [92,93]. Des programmes de calcul numérique ont été développés pour traiter les différents aspects de ce problème [94].

Pour un rayonnement global incident donné au sommet d'un couvert végétal, le climat lumineux en son sein dépend de son architecture ainsi que des propriétés optiques de ses différentes composantes et du sol. Le rayonnement incident (direct et diffus) peut varier considérablement d'un point à l'autre à cause des taches de soleil, des zones d'ombre et de pénombre [95]. Ce problème a été étudié pour une culture de rosiers sous serre [96]. D'une manière générale, il a été montré que :

- ✓ La proportion du rayonnement diffus est plus importante sous serre qu'en plein air, La disposition des cultures en rangs complexifie le traitement du problème [97,98],
- ✓ L'effet de la saison est très important sur la transmission du rayonnement sous serre.

C'est la raison pour laquelle, il est nécessaire de déterminer des valeurs moyennes, correspondant à une certaine intégration spatiale, pour décrire le profil lumineux à l'intérieur d'un couvert.

b) Les échanges radiatifs de grandes longueurs d'onde

Les apports d'énergie correspondent au rayonnement atmosphérique. Les échanges se produisent essentiellement entre le sol, les plantes, les parois et l'extérieur. La nature de la couverture joue donc un rôle prépondérant dans ces échanges. Les matériaux utilisés pour la couverture doivent être le plus transparent possible dans le domaine du visible, afin de favoriser la photosynthèse et être opaques dans les grandes longueurs d'onde « le domaine des infrarouges thermiques » pour optimiser l'effet de serre radiatif. L'effet de serre peut être considéré comme ce phénomène [88]:

Le piégeage du rayonnement de grande longueur d'onde par le matériau de couverture. Il est d'autant plus important que le matériau est plus opaque dans ce domaine. Le rayonnement solaire pénétrant dans la serre, chauffe les plantes, le sol et

les structures qui à leur tour émettent un flux supplémentaire de rayonnement thermique qui est bloqué par les parois. De nombreux modèles détaillés des échanges radiatifs entre les différents constituants de la serre ont été développés [98,99].

2. Quelques définitions et concepts en rayonnement

Les différentes notions de base concernant le phénomène de transfert de chaleur par rayonnement sont [12, 100]:

2.1. La luminance du rayonnement

Pour intégrer l'énergie liée au rayonnement dans un bilan thermique, on introduit la notion de flux d'énergie rayonnée sous la forme d'une grandeur intensive que l'on appellera « luminance ». La luminance rayonnée en un point $\mathbf{p}(\vec{r})$ de l'espace dans la direction \vec{s} et pour la longueur d'onde λ , notée $L_\lambda(\vec{r}, \vec{s}, t)$, est la densité de flux d'énergie *monochromatique* $d\phi_\lambda(\vec{r}, t)$ rayonnée à travers une surface dS orientée selon la normale \vec{n} dans un angle solide $d\Omega$ autour de cette direction \vec{s} (figure 2.1) pendant un intervalle de temps dt autour de cet instant t tel que :

$$L_\lambda(\vec{r}, \vec{s}, t) = \frac{d^2\phi_\lambda(\vec{r}, t)}{(\vec{s}, \vec{n}) d\Omega dt dS} \quad (A.1)$$

Dans l'équation (A.1), la puissance d'énergie radiative est exprimée en $[W]$, la luminance en $[Wm^{-3}s^{-1}sr^{-1}]$. La direction \vec{s} est repérée par son angle θ tel que $(\vec{s}, \vec{n}) = \cos \theta$.

Comme toute forme de rayonnement électromagnétique, la vitesse de propagation du rayonnement thermique est la vitesse de la lumière c_0 . Ceci en fait un mode de transport d'énergie thermique qui atteint l'équilibre thermodynamique local beaucoup plus vite que les autres modes que l'on peut rencontrer en aération (*i.e.* conduction, convection). On suppose donc un état stationnaire du rayonnement à l'échelle des temps considérés en aération et on occulte la dépendance temporelle de la luminance en l'écrivant simplement $L_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$ en $[Wm^{-3}sr^{-1}]$.

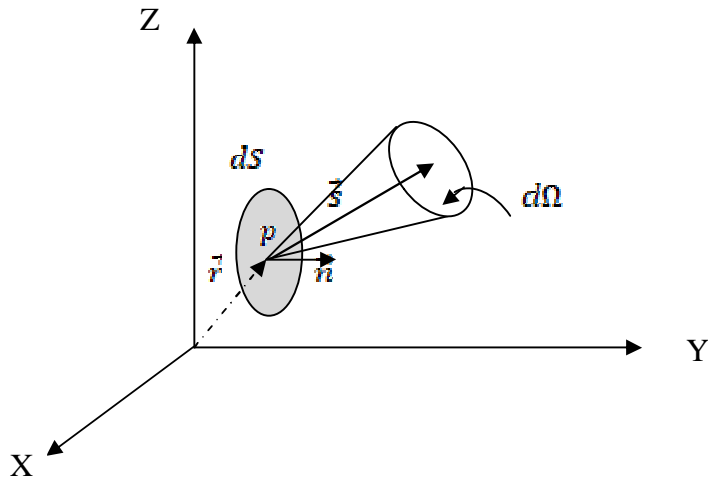


Fig. 2.1: La luminance.

2.2. Luminance du corps noir

On appelle « corps noir » un corps qui absorbe la totalité du rayonnement qui lui arrive de toutes les directions de l'espace et à toutes les fréquences, et qui, en fonction de sa température $T(\vec{r})$, émet une puissance radiative totale $L_0(\vec{r})$ (par unité de surface), dans toutes les directions et de façon isotrope :

$$L_0(\vec{r}) = \frac{\sigma T^4}{\pi} \quad (\text{A.2})$$

Où $\sigma = 5.672 \cdot 10^{-8} \text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$ est la constante de Stefan-Boltzmann ;

On obtient cette quantité d'énergie radiative totale $L_0(\vec{r})$ en intégrant l'équation de la luminance noire monochromatique sur l'espace des fréquences (ou nombres d'onde) ;

$$L_0(\vec{r}) = \int_0^{\infty} L_{\lambda,0}(\vec{r}) d\lambda \quad (\text{A.3})$$

Cette quantité d'énergie radiative totale se répartit fréquemment selon la loi de Planck. En 1900, Planck donne la loi qui relie la luminance monochromatique du corps noir ; à la longueur d'onde λ , [μm] et à sa température absolue T , [K] de la façon suivante :

$$L_{\lambda,0}(\vec{r}) = \frac{2hc^2}{\lambda^5 \left[\exp\left(\frac{hc}{k_B \lambda T(\vec{r})}\right) - 1 \right]} \quad (\text{A.4})$$

Avec :

- $L_{\lambda,0}$: la luminance monochromatique du corps noir, [$Wm^{-2} \mu m^{-1} sr^{-1}$] ;
- $h = 6.626 \cdot 10^{-34} J s^{-1}$: la constante de Planck ;
- c : la vitesse des ondes électromagnétiques dans le milieu où se propage le rayonnement, $c = c_0/n$ avec n , l'indice de réfraction du milieu et $c_0 = 2.998 \cdot 10^8 ms^{-1}$, la vitesse de la lumière.
- $K_B = 1.3805 \cdot 10^{-23} J K^{-1}$: la constante de Boltzmann ;
- On note que la fréquence d'une onde et la longueur d'onde associée sont liées par la relation suivante :

$$v \cdot \lambda = c = c_0/n \quad (A.5)$$

Où v est la fréquence exprimée en [s^{-1}].

2.3. Absorption et Emission

Nous considérons un milieu semi-transparent, c'est-à-dire un milieu susceptible d'émettre, d'absorber et de diffuser un rayonnement électromagnétique. Il est caractérisé par sa capacité à absorber une certaine quantité d'énergie $dL_{\lambda,\alpha}$ provenant d'une luminance $L_{\lambda}(\vec{r}, \vec{s})$ sur un trajet dS en établissant que :

$$dL_{\lambda,\alpha}(\vec{r}, \vec{s}) = -k_{\lambda,\alpha} L_{\lambda}(\vec{r}, \vec{s}) ds \quad (A.6)$$

Puisque le terme $dL_{\lambda,\alpha}$ correspond à une diminution de la luminance incidente (perte par absorption), il est retranscrit avec un signe «-». $k_{\lambda,\alpha}$ est appelé coefficient d'absorption du milieu à la longueur d'onde λ , exprimé en [m^{-1}].

Une épaisseur dS de ce milieu aura la capacité d'émettre une certaine quantité d'énergie $dL_{\lambda,e}$ (figure 2.2) telle que :

$$dL_{\lambda,e}(\vec{r}, \vec{s}) = k_{\lambda,e} I_{\lambda,0}(\vec{r}, \vec{s}) ds \quad (A.7)$$

Ce terme correspond à un gain pour la luminance à la traversée d'un élément d'épaisseur ds , d'où le signe « + ». $k_{\lambda,e}$ est appelé coefficient d'absorption du milieu à la longueur d'onde λ , exprimée en $[m^{-1}]$.

A l'équilibre Thermodynamique Local, tout milieu est capable d'absorber et d'émettre dans les mêmes proportions (loi de Kirchoff). On considère donc que :

$$k_{\lambda,a} = k_{\lambda,e} = k_{\lambda} \quad (\text{A.8})$$

Cette notation k_{λ} est alors utilisée pour caractériser les deux phénomènes et est aussi appelé « coefficient d'absorption monochromatique ».

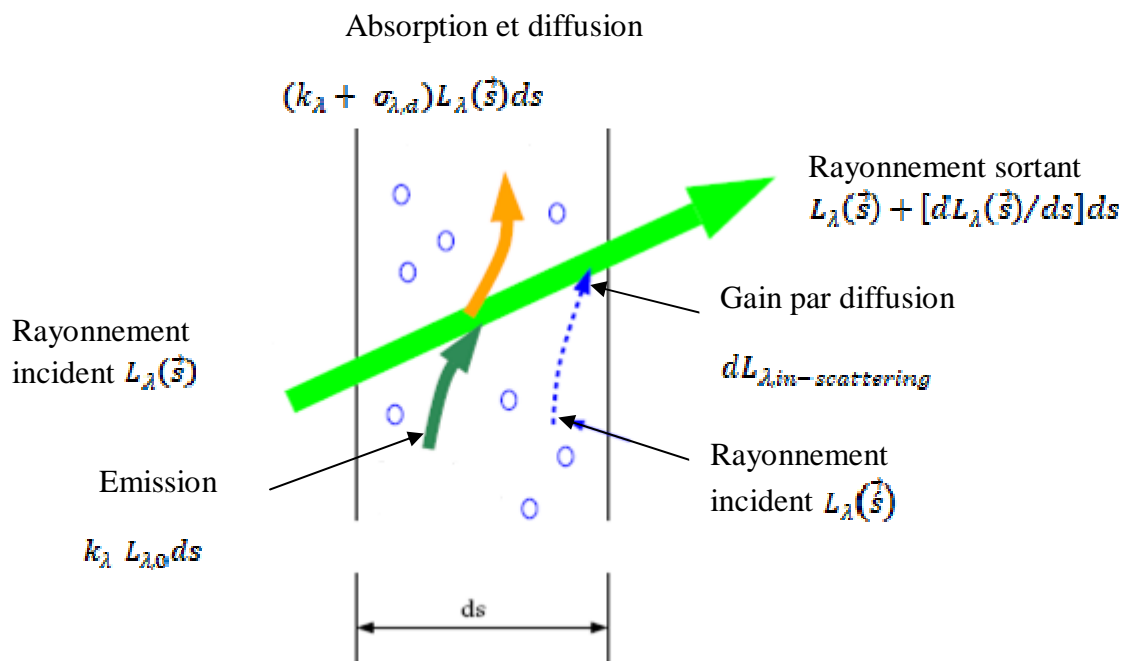


Fig. 2.2: Différentes contributions du phénomène radiatif local.

2.4. Diffusion

Le troisième phénomène caractéristique du rayonnement thermique est le phénomène de diffusion des photons (représentant la luminance dans une approche corpusculaire). Elle se traduit par la déviation de la trajectoire de ceux-ci, à la suite de chocs, à la traversée d'une épaisseur ds d'un milieu semi-transparent « diffusant ». Ceci

se traduit par une variation $dL_{\lambda,d}(\vec{r}, \vec{s})$ de la luminance se propageant selon la direction \vec{s} . On peut discerner deux types de variations liées au phénomène de diffusion : le gain de la luminance par diffusion entrante ou « in-scattering » et la perte par diffusion sortante ou « out-scattering » (figure 2.2). On notera $dL_{\lambda,out-scattering}$ la diffusion sortante (perte par diffusion) représentant une perte de luminance proportionnelle à la luminance à l'entrée d'une épaisseur de milieu ds , sans aucune discrétisation pour les directions dans lesquelles le rayonnement est diffusé :

$$dL_{\lambda,out-scattering}(\vec{r}, \vec{s}) = -\sigma_{\lambda,d} L_{\lambda}(\vec{r}, \vec{s}) ds \quad (A.9)$$

$\sigma_{\lambda,d}$ est appelé coefficient de diffusion du milieu à la longueur d'onde λ , exprimé en $[m^{-1}]$.

On notera $dL_{\lambda,in-scattering}$ la diffusion entrante (renforcement par diffusion) représentant un gain de luminance, en intégrant les contributions de toutes les luminances provenant des directions \vec{s}' qui sont déviées dans la direction \vec{s} , soit :

$$dL_{\lambda,in-scattering}(\vec{r}, \vec{s}) = +\sigma_{\lambda,d} \left[\frac{1}{4\pi} \int_0^{\infty} \int_0^{4\pi} \Phi(\vec{s}', \vec{s}, \lambda, \lambda) L_{\lambda}(\vec{s}') d\Omega d\lambda \right] ds \quad (A.10)$$

Où $d\Omega$ définit un élément d'angle solide d'où peut provenir la luminance obtenue par diffusion entrante et $\Phi(\vec{s}', \vec{s}, \lambda, \lambda)$ représente la fonction de phase de diffusion.

Cette fonction de phase de diffusion représente la densité de probabilité qu'un rayonnement provenant d'une direction \vec{s}' avec une longueur d'onde λ' soit dévié dans la direction \vec{s} à la longueur d'onde λ . La plupart des chocs rencontrés en diffusion étant élastiques (la fréquence des photons ne varie pas au cours du choc et par conséquent la longueur d'onde associée), le terme $\Phi(\vec{s}', \vec{s}, \lambda, \lambda)$ devient simplement $\Phi_{\lambda}(\vec{s}', \vec{s})$.

$$dL_{\lambda,in-scattering}(\vec{r}, \vec{s}) = +\sigma_{\lambda,d} \left[\frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} \Phi_{\lambda}(\vec{s}', \vec{s}) L_{\lambda}(\vec{s}') d\Omega \right] ds \quad (A.11)$$

La fonction de phase étant une densité de probabilité qu'un rayon provenant d'une direction \vec{s}' soit dévié dans la direction \vec{s} , elle obéit à la relation de normalisation suivante :

$$\frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} \Phi_\lambda(\vec{s}, \vec{s}) d\hat{\Omega} = 1 \quad (\text{A.12})$$

La variation globale de la luminance liée au phénomène de diffusion s'écrit :

$$dL_{\lambda,d}(\vec{r}, \vec{s}) = dL_{\lambda,in-scattering}(\vec{r}, \vec{s}) + dL_{\lambda,out-scattering}(\vec{r}, \vec{s}) \quad (\text{A.13})$$

2.5. Paramètre caractérisant les propriétés des surfaces « Emissivité, Absorptivité, Réflectivité » :

En rayonnement, les conditions aux limites d'un problème sont toujours représentées par un élément de surface ds d'une paroi solide localement plane à la température T_w , opaque et participant aux transferts radiatifs.

L'émissivité ϵ_λ - ou le coefficient d'émission **monochromatique** - est le rapport entre la quantité d'énergie émise par un élément de surface de manière intrinsèque (ou émittance) et la luminance noire émise dans ces mêmes conditions. Ce coefficient peut prendre une valeur comprise entre 0 et 1. Lorsque l'émissivité est maximale et égale à 1, la surface est dite noire. Si ϵ_λ est nul, la surface se compose comme un miroir parfait. Pour toute autre valeur de ϵ_λ , on parlera d'une surface grise.

Lorsqu'un flux radiatifs dQ_i arrive sur un élément de surface *opaque*, une partie dQ_a est absorbée, l'autre partie dQ_r est réfléchi (figure 2.3). On définit ainsi l'absorptivité ou le coefficient d'absorption *monochromatique* α_λ par le rapport dQ_a / dQ_i .

De même pour caractériser le rayonnement réfléchi on définit la réflectivité ou le coefficient de réflexion *monochromatique* ρ_λ par le rapport dQ_r / dQ_i .

Nous distinguons deux types de réflexion :

1. Les surfaces rugueuses, parfaitement dépolies, ont une réflexion diffuse (figure 2.3, a) : la partie réfléchi est fonction de flux radiatif incident total provenant de toutes les directions \vec{s} du semi-espace (au-dessus de la surface) orienté selon la normale \vec{n} .
2. Les surfaces parfaitement lisses ont une réflexion spéculaire (figure 2.3, b) : le flux radiatif incident dQ_i à la surface provenant de la direction \vec{s} , et le flux radiatif réfléchi dQ_r dans la direction \vec{s}' se trouvent dans un même plan et l'angle d'incidence est égal à celui de réflexion ($\theta' = \theta$).

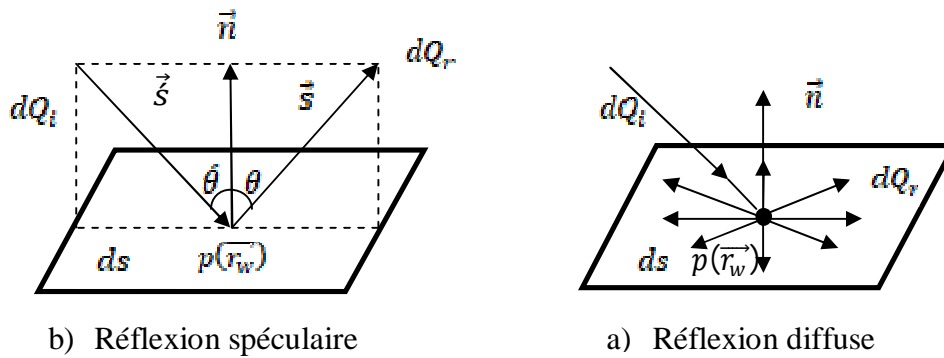


Fig. 2.3: Schématisation des deux types extrêmes de réflexion
Pouvant avoir lieu sur une surface.

Pour les surfaces (non métalliques) à émission et réflexion diffuse isotrope : les grandeurs directionnelles et hémisphériques se confondent. Si de plus ces surfaces sont grises, elles cumulent les deux propriétés et sont caractérisées par un seul paramètre $\varepsilon = \alpha$ pour l'émission et pour l'absorption. La réflexion s'écrira dans ce cas :

$$\rho = 1 - \varepsilon \quad (\text{A.14})$$



Controlling power output of solar chimney power plant according to demand

Benlahcene Djaouida, Zeroual Aouachria, Abdelmoumène Hakim Benmachiche & Sellami Ali

To cite this article: Benlahcene Djaouida, Zeroual Aouachria, Abdelmoumène Hakim Benmachiche & Sellami Ali (2018): Controlling power output of solar chimney power plant according to demand, International Journal of Ambient Energy, DOI: [10.1080/01430750.2018.1517677](https://doi.org/10.1080/01430750.2018.1517677)

To link to this article: <https://doi.org/10.1080/01430750.2018.1517677>



Accepted author version posted online: 10 Sep 2018.
Published online: 25 Sep 2018.



Submit your article to this journal [↗](#)



Article views: 3



View Crossmark data [↗](#)



Controlling power output of solar chimney power plant according to demand

Benlahcene Djaouida^a, Zeroual Aouachria^a, Abdelmoumène Hakim Benmachiche^b and Sellami Ali^c

^aDepartment of Physics, El Hadj Lakher University, Batna, Algeria; ^bDepartment of Mechanical Engineering, Mohamed Khider University, Biskra, Algeria; ^cFaculty of Computing and Information Technology, Shaqra University, Biskra, Saudi Arabia

ABSTRACT

The solar chimney power plant (SCPP) is a simple solar thermal power plant that is capable of converting solar energy into thermal energy in the solar collector. In the second stage, the generated thermal energy is converted into kinetic energy in the chimney and ultimately into electric energy using a combination of a wind turbine and a generator. The numerical simulations were performed for the geometry of the prototype in Manzanares, Spain. Using computational fluid dynamics (CFD) techniques; we have simulated a two-dimensional axisymmetric model of a SCPP with the RNG $k-\epsilon$ turbulence. In this model, the discrete ordinates (DO) radiation model was implemented to solve the radiative transfer equation, using a two-band radiation model. The main objective of this work is to explore dynamic control over plant power output. We have presented a technique to control the power output of the solar chimney power plant, in order to deliver power according to specified demand patterns. In order to present this, the reference plant model was modified to include a secondary and tertiary collector roof under the existing main collector. In terms of base load electricity generation, the inclusion of a secondary and tertiary collector roof produces good control over plant output.

ARTICLE HISTORY

Received 10 May 2018
Accepted 24 August 2018

KEYWORDS

Solar chimney power plant; solar chimney; numerical simulation; power output

1. Introduction

In the early 1900s, Spanish Colonel Cabanyes posited that the energy from the air could be used to generate electricity (Dhahri and Omri 2013). In the 1980s, researchers tested Cabanyes' theory by building a prototype solar upwind power plant. A solar chimney power plant, also known as a solar tower or solar chimney (Heisler 2014). Solar upwind power plants are a clean way to harness energy from the sun and to create electricity (Humphries 2001). The solar chimney power plant system is a natural driving power generating system. It can convert solar energy first into thermal energy then into kinetic energy finally into electrical power (Tahar and Mahfoud 2012). The solar chimney power plant system, which consists of four major components (the collector, the chimney, the turbine and the energy storage layer) was proposed in the late 1970s by Professor Jörg Schlaich and tested with a prototype model in Manzanares, Spain in the early 1980s (Haaf et al. 1983). The chimney is a long cylindrical structure normally placed in the centre of a greenhouse collector, which is made out of transparent glass or plastic film (Mostafa, Sedrak, and Dayem 2011; Tingzhen et al. 2008). The height of the collector increases towards the centre where the chimney is placed to guide the hot air up the chimney. Turbine(s) are normally placed at the base of the chimney for power generation. The solar radiation enters the collector through its glass roof and gets absorbed by the ground, which heats up the air above it. The hot buoyant air rises up towards the chimney base where turbines are placed. Suction from the chimney draws in more hot air and the cooler air from outside the collector enters the chimney to replace the hot air through natural convection

(Patel, Prasad, and Ahmed 2014). Research efforts on solar chimneys are characterised with a number of theoretical studies, but with insufficient experimental works. The tests conducted on the first prototype in Manzanares, Spain, (a chimney radius 5 m, a height 195 m and a collector radius of 120 m), with a designed peak output of 50 kW, have shown that the concept is technically viable (Haaf 1984; Haaf et al. 1983). Haaf et al. (1983), Haaf (1984) and Schlaich (1994) described the operation and presented results for a prototype solar chimney power plant built in Manzanares, Spain in 1982. The studies of Yan et al. (1991) and Padki and Sherif (1999) were among the first works on the analysis thermofluidique a solar power plant chimney. Pasumarthi and Sherif (1998a) developed an approximate mathematical model for a solar chimney power plant and in a following publication (Pasumarthi and Sherif 1998b) they verified the model against experimental test results from the prototype solar chimney plant at Manzanares. Early comprehensive published analyses of solar chimney power plant performance were conducted by Kröger and Buys (2001), Gannon and Von Backström (2002a). Gannon and von Backström (2002b, 2003) investigated the performance of the turbine for SCPPs. They reported that the anticipated pressure drop in a full-scale solar chimney turbine was much higher than what had previously been forecasted. They also investigated the performance of the turbine using an experimental programme and showed total-to-total efficiency and total-to-static efficiency of 85%–90% and 75%–80%, respectively. Bernardes et al. (2003) developed analytical and numerical models for a solar chimney power plant, comparing simulation predictions to experimental results from the pilot plant at

Manzanares. Pretorius et al. (2004) also developed a numerical model simulating the performance of a large-scale reference solar chimney power plant, indicating that greater power production is possible by optimising the collector roof shape and height.

Recently, several numerical analysis on SCPP have been conducted using the commercial CFD software FLUENT or TRNSYS. Ming et al. (2012) performed a detailed numerical simulation to investigate the influence of ambient crosswind velocity on the performance of SCPP. A design and simulation analysis to evaluate the performance of SCPP by building a programme based on TRNSYS was proposed by Cao et al. (2013). A numerical simulation was done using the Spanish prototype plant by Huang et al. (2007). The Boussinesq model and the Discrete Ordinate radiation model (DO) were adopted for natural convection and radiation, respectively. They concluded that the increase of solar radiation intensity increased the temperature difference between the inlet and outlet of the collector and the differential pressure of the collector-chimney transition section. Gholamalizadeh and Kim (2014) conducted a 3D CFD analysis to simulate the greenhouse effect and heat transfer characteristics through the system using a two-band radiation model. They demonstrated that simulation of the greenhouse effect had an important role in evaluating solar chimney performance. Guo et al. (2015) presented a numerical simulation incorporating the radiation, solar load, used a real turbine and study the variations in turbine performance for different rotation speed to investigate the power-regulating strategy option for solar chimney turbines. The results of simulations with a fan model and a real turbine were compared. The findings indicated that the fan model is a convenient approach to investigate the turbine pressure drop and updraft velocity in the design of solar chimney power plant (SCPP) without considering the turbine efficiency. In addition, the influences of the incident angle of sunlight on SCPP performance were investigated for the first time, and the results revealed that considering the hourly variation of the zenith angle of the sun and conducting shading calculation when predicting SCPP performance in the design and cost analysis, particularly annual performance, were necessary. Hu et al. (2016) carried out a CFD simulation on a large-scale of SCPP for study the geometric effect of guide wall on the power output of a SCPP and also presented the variation in the mass flow rate after adding a guide wall in the system in a small-scale experimental prototype. Gholamalizadeh and Kim (2016) presented a 3D computational fluid dynamics study on a SCPP with an inclined collector roof and analyzed the influence of collector roof inclination on the performance of SCPP. Nasirivatan et al. (2015) studied the influence of the Corona wind on the performance of solar chimney. The optimisation of a pilot setup of solar chimney with 3 m height and 3 m collector was carried out by Ghalamchi et al. (2016). Li and Liu (2014; Liu and Li 2015), studied the thermal performance of a solar chimney which was integrated with the phase change material (PCM). Attig et al. (2015) investigated a 3D CFD model of a solar chimney power plant and compared it with the prototype of the Manzanares plant to study the SCPP operation in Tunisia. Akhtar and Rao (2014) studied the economic efficiency of SCPP for 200 MW capacities, in Rajasthan India.

The purpose of this work is to provide a simplified analytical model that can predict the solar chimney power plant's

performance and efficiency. The study provides a mechanism to investigate the dynamic control over plant power output, in order to deliver power according to specified demand patterns. It provides information regarding the effect of the inclusion a secondary and tertiary collector roof under the existing main collector.

2. Physical model

In order to analyze the buoyancy-driven flow and heat transfer in a SCPP, a system by the geometry parameters of the Manzanares power plant is considered. The chimney of this prototype power plant has a height (H_{ch}) and diameter (r_{ch}) of 194.6 m and 10.16 m, respectively. The radius of the collector (R_{col}) is 122 m and its average height (H_{col}) is 1.85 m. The turbine is installed on a framework 9 m above ground level. The collector height rises adjacent to the chimney base up to 6 m. As shown in Figure 1, this configuration causes the airflow is diverted to vertical movement before the turbine section. The thickness of the energy storage media (ground) is considered to be 5 m.

3. Governing equations

Due to the flow pattern inside the solar chimney, the geometry can be considered as a 2-D axisymmetric flow. The governing equations concerning flow inside the solar chimney in the cylindrical coordinate are as follow (Asnaghi and Ladjevardi 2012):

3.1. Continuity equation

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho ur)}{\partial r} + \frac{\partial(vr)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

3.2. Navier–Stokes equation

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r u u) + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu r \frac{\partial u}{\partial r} \right) \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) - 2\mu \frac{u}{r^2} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r u v) + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu r \frac{\partial v}{\partial r} \right) \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) - (\rho_0 - \rho)g \end{aligned} \quad (3)$$

3.3. Energy equation

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho C_p T)}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r C_p u T) + \frac{\partial(\rho C_p v T)}{\partial z} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \nabla \cdot q_r \end{aligned} \quad (4)$$

Where $\nabla \cdot q_r$: the term radiative source.

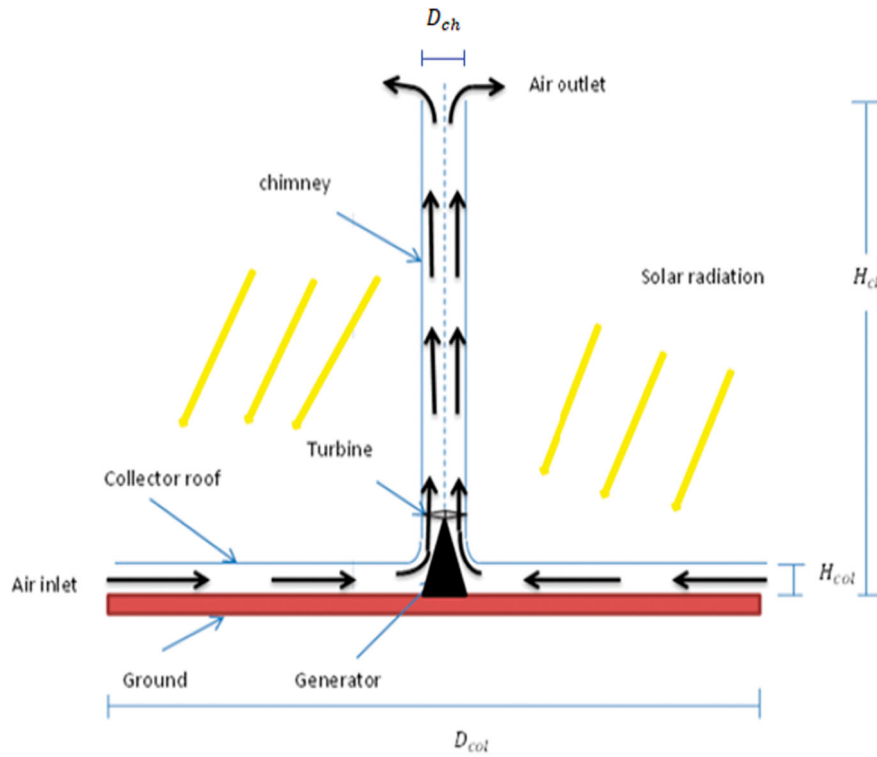


Figure 1. A schematic of the solar chimney power plant system.

3.4. Equation for k - ϵ model

In the natural convection, the strength of the buoyancy-induced flow is measured by the Rayleigh number (R_a):

$$R_a = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\alpha\nu} \quad (5)$$

where ΔT is the maximum temperature difference of the system. L , α and β are the mean collector height, the thermal diffusivity and the thermal expansion coefficient, respectively. In the whole, collector and chimney analysis shows that $R_a > 10^{10}$, thereby, fluid flow in the regions may be turbulent (Asnaghi and Ladjevardi 2012; Gholamalizadeh and Chung 2017). In order to simulate the turbulent flow the RNG k - ϵ model (Fluent Inc. 2006) is used. In this model, the turbulence kinetic energy, k , and its rate of dissipation, ϵ , are obtained from the following transport equations, respectively (Gholamalizadeh and Kim 2014):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial X_j} \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X_j}(\rho \epsilon u_j) &= \frac{\partial}{\partial X_j} \left(\alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial X_j} \right) \\ &+ G_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + G_{3\epsilon} G_b) - G_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon \end{aligned} \quad (7)$$

Where G_k is the generation of turbulence kinetic energy due to mean velocity gradients, and G_b the generation of turbulence kinetic energy due to buoyancy. The parameters σ_T , σ_k , and σ_ϵ represent the turbulent Prandtl numbers for T , k , and ϵ respectively: $\sigma_T = 0.9$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\epsilon = 1.3$ and $C_{1\epsilon}$ and $C_{2\epsilon}$ are

two constants for turbulent model: $C_{1\epsilon} = 1.44$, $C_{2\epsilon} = 1.92$, and $C_\mu = 0.09$.

3.5. Modelling heat transfer

To simulate the radiation-related energy in the thermal balance of each element of the system, the Radiative Transfer Equation (the equation of the variation of the luminance $L_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$), also called ETR, is solved. The discrete ordinate (DO) radiation model was adopted to solve the radiative transfer equation (RTE) for the following reasons: (i) the DO model can be used to model semi-transparent walls of various types, (ii) the DO model can be used to compute non-gray radiation using a gray-band model.

The discrete ordinates (DO) radiation model solves the RTE for a finite number of discrete solid angles, each associated with a vector direction \vec{s} fixed in the global Cartesian system (x , y , z). The DO model considers the RTE in the direction \vec{s} as a field equation. When modelling the non-gray radiation using a gray-band model, the RTE for the spectral intensity, $L_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$ can be written as the differential form (ANSYS Inc. 2013):

$$\begin{aligned} \frac{dL_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (k_\lambda + \sigma_{\lambda,d})L_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) &= k_\lambda n^2 L_{\lambda,0}(\vec{r}) \\ &+ \frac{\sigma_{\lambda,d}}{4\pi} \int_0^{4\pi} L_\lambda(\vec{r}, \vec{s}') \Phi_\lambda(\vec{s}', \vec{s}) d\Omega' \end{aligned} \quad (8)$$

With: dS the thickness of the semi-transparent medium around the position \vec{r} in the direction \vec{s} ($\vec{s} = s_x \vec{i} + s_y \vec{j} + s_z \vec{k}$), λ is the wavelength; k_λ is the spectral absorption coefficient; $\sigma_{\lambda,d}$ is the scattering coefficient; $L_{\lambda,0}$ is the black body intensity given by the Planck function. The RTE is integrated over each wavelength interval, resulting in transport equations for the quantity $L_\lambda \Delta \lambda$, the radiant energy contained in the wavelength band $\Delta \lambda$.

Thus, the total intensity $L(\vec{r}, \vec{s})$ in each direction \vec{s} at position \vec{r} is computed by:

$$L(\vec{r}, \vec{s}) = \sum_k L_{\lambda,k}(\vec{r}, \vec{s}) \Delta\lambda_k \quad (9)$$

where the summation is over the wavelength bands.

4. Power generation

The performance of the SCPP is determined by the performance of its constituent parts.

4.1. The collector

The equation of heat gain of air in the collector is given as follow:

$$Q = \eta_{col} \cdot A_{col} \cdot G \quad (10)$$

Where: A_{col} , G and η_{col} are the solar collector area ($A_{coll} = \pi R_{col}^2$), the solar radiation and the solar collector efficiency respectively.

Where Q is the generated heat due to effect of the greenhouse in the collector and is given by:

$$Q = C_p \cdot m \cdot \Delta T \quad (11)$$

With:

$$m = \rho_{air} \cdot V_{ch} A_{ch} \quad (12)$$

Then, the efficiency of the solar collector is given below:

$$\eta_{col} = \frac{\rho_{air} V_{ch} A_{ch} C_p \Delta T}{A_{col} G} \quad (13)$$

Where m , A_{ch} and V_{ch} are the mass flow, the surface and the velocity at the entrance to the chimney respectively.

4.2. The chimney

According to Ref (Schlaich 1995), the chimney efficiency is expressed as follows:

$$\eta_{ch} = \frac{g \cdot H_{ch}}{C_p T_a} \quad (14)$$

Where, H_{ch} is the height of the chimney, T_a is the ambient air temperature, the flow power (P_{tot}) is expressed by:

$$P_{tot} = \eta_{ch} Q = \frac{g H_{ch}}{T_a} \rho_{col} V_{ch} \Delta T A_{ch} \quad (15)$$

The pressure difference, ΔP_{tot} which is produced between the chimney base and the surroundings, is calculated by:

$$\Delta P_{tot} = \rho_{col} g H_{ch} \frac{\Delta T}{T_a} \quad (16)$$

4.3. The turbine

Turbines are always placed at the base of the chimney convert the air flow kinetic energy into rotational mechanical energy.

Schlaich (1995) recommended that the maximum mechanical power taken up by the turbine is:

$$P_m = \frac{2}{3} \eta_{col} \eta_{ch} A_{col} G \quad (17)$$

The electrical power produced for the central solar chimney is given by:

$$P_e = \frac{2}{3} \eta_{col} \eta_{turb} \frac{g}{C_p T_a} H_{ch} A_{col} G \quad (18)$$

5. Modification of plant collector by including a Secondary collector roof

The solar chimney power plant model of this section is based on the reference plant specifications in Table 1. In order to control the power output of the solar chimney power plant, a mechanism is necessary which controls the flow of air through the plant. This is achieved through the inclusion of a secondary roof under the main roof as shown in Figure 2. A secondary collector roof is included in the plant model, having similar properties to that of the main collector roof (as specified in Table 1).

In the first case the height of the secondary collector roof ($H_1 = 0.5$ m) is simply taken as about quarter of the reference plant's main roof height. The length ($L_1 = 107$ m) of the secondary collector roof is somewhat less than the reference plant's main roof inner diameter, due to the inclusion of a transitional and single section in the collector of the plant (see Figure 2).

Air flows constantly through the top section, without being regulated, while an airflow regulating mechanism at the bottom section outlet controls the mass-flow through the bottom section of the collector. The control of air-flow through the bottom section is effectively achieved by incrementally increasing or decreasing the pressure drop across the regulating mechanism. The secondary roof gives the plant the ability to store and release energy from the bottom section of the collector in order to regulate the plant power output. At times when less power is required, the bottom section is closed and energy is stored in the ground. If more power is required, the bottom section is opened in a controlled manner, which causes an air-flow under the secondary roof. This air-flow extracts energy from the ground and subsequently boosts plant power output. Figure 3 illustrates schematically the operation of the plant when introducing a secondary roof

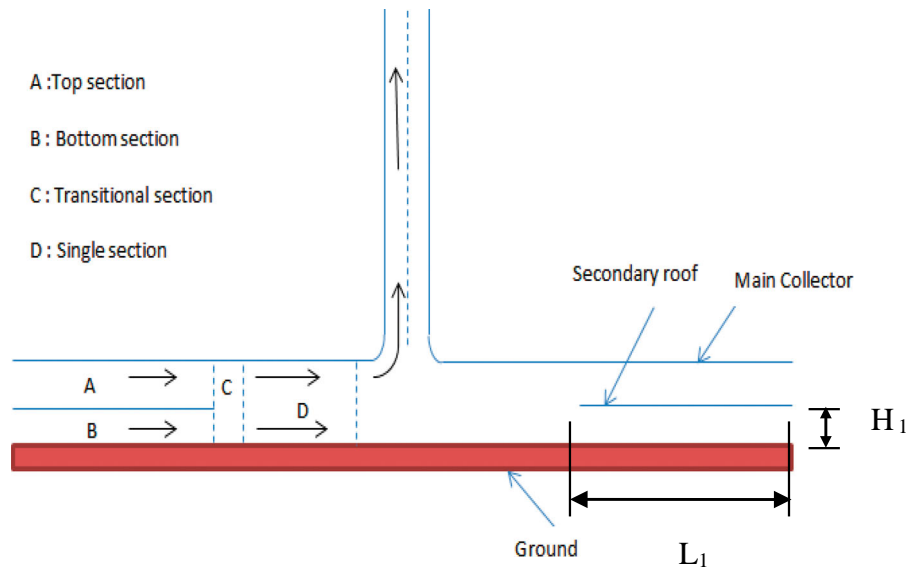
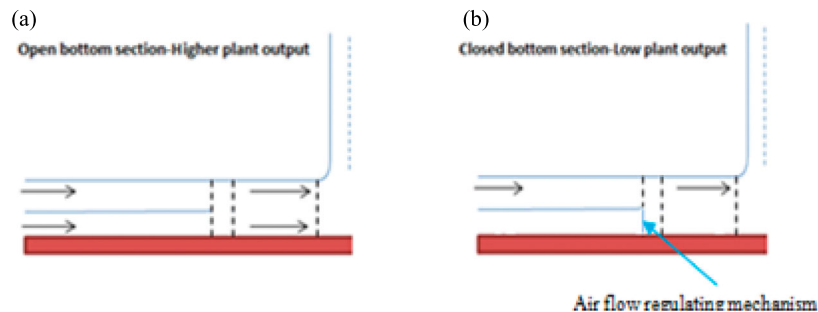
6. Boundary conditions

Table 2 shows the boundary conditions of the physical model. For the roof of collector convection boundary condition is considered, in which the convective heat transfer coefficient from the collector roof to the environment is calculated by Pretorius and Kröger (2006). The values of the solar insolation which enters through the semi-transparent collector cover into computational domain are set as 550 W/m², 750 W/m² and 1000 W/m².

In the SCPP, a pressure-staged wind turbine at the base of the chimney is installed. In this type of turbine air velocity before and after the turbine is about the same. Based on this approach, to obtain the pressure jump across the turbine for any simulation, an iterative process was performed (Gholamalizadeh and Kim 2014).

Table 1. Physical properties of materials (Gholamalizadeh and Kim 2014; Pretorius and Kröger 2006).

Physical property (unit)	Glass (collector roof)		Ground (soil)	Chimney (concrete)
Wavelength band	Visible (0.1 – 3) μm	Infrared (3 – 100) μm	–	–
Absorption coefficient	0.04	0.95	0.90	0.60
Transmission coefficient	0.92	0.05	0	0
Absorption coefficient (m^{-1})	30	10^4	–	–
Emissivity	0.9	–	0.9	0.71
Refractive index	1.526	–	–	–
Extinction coefficient (m^{-1})	4	–	–	–
Density (kg/m^3)	2700	–	2160	2100
Specific heat ($\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$)	840	–	710	880
Thermal Conductivity ($\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$)	0.78	–	1.83	1.40
Thickness (m)	0.004	–	–	–
Surface roughness (m)	0	–	0.05	0.002

**Figure 2.** Definition of sections created in the collector by the inclusion of a secondary collector roof.**Figure 3.** Controlling plant power output by regulating the collector air-flow.

7. Solution procedure

In the Boussinesq approach the density difference is simply considered as the gravitational body force. The density reference value is equal to its value at ambient temperature. Governing the conservation equations for mass, momentum and energy are solved using a commercial CFD code. The computation is performed using the assumption of steady 2D axi-symmetric flow and the turbulence is taken into consideration with the RNG ($k - \epsilon$) model. First, the implicit model is used for the discretization of the equations to couple the equation velocity and pressure, with the adoption of the simple type algorithm. The velocities on the volume surfaces are calculated using a second order

estimate, thus the PRESTO method for pressures on the volume surfaces (Asnaghi and Ladjevardi 2012). The discrete ordinates (DO) model is selected as thermal radiation model, since it represents properly the physicality of the radiation energy transfer phenomenon. The obtained initial results demonstrate the capability of the CFD, as a powerful research and engineering tool for analysis of complex aerodynamic and thermal systems.

In order to check the grid independence of solution, the series of calculations were carried out for several grid sizes. As shown in Table 3, three mesh configurations were tested in this study to determine the best compromise between accuracy of the grid independence results and computation time. We also opted for

Table 2. Boundary conditions.

Place	Type	Value
Sides of the heat storage layer	Wall	Adiabatic
Bottom	Wall	$T = 300\text{ K}$
Cover of the collector	Wall (semi-transparent)	Mixed, $h = 9.5\text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$, $T_a = T_{\text{ambient}}$ solar irradiation
Surface of the chimney and junction	Wall	Adiabatic
Axe	Axis	Symmetry
Collector inlet	Pressure inlet	$\Delta P = 0\text{ Pa}$; $T = T_{\text{ambient}}$; Turbulence specification method: Intensity and hydraulic diameter; Turbulence intensity = 1%; Hydraulic diameter = 1.85 m; Flow direction: Normal to boundary
Chimney outlet	Pressure outlet	$\Delta P = 0\text{ Pa}$; $T = T_{\text{ambient}} - 0.0065 \times \text{chimney height}$; Turbulence specification method: Intensity and hydraulic diameter; Turbulence intensity = 1%; Hydraulic diameter = 10.16 m; Flow direction: Normal to boundary
Pressure drop across the turbine	Reverse fan	Calculated by the iterative approach

Table 3. The choice of mesh.

Mesh number	91,452	182,183	191,420
Power output (kW)	46.094817	54.317106	55.8077120

Table 4. Comparison between numerical and experimental results.

Results	Solar radiation (W/m ²)	Power output (kW)
Experiment (Manzanares)	850	48
	1000	50
Simulation (Gholamalizadeh and Kim 2014)	850	50
Simulation (Hafizh 2015)	1000	48.61
Simulation (Current Works)	850	50
	1000	54.3

the following operating conditions: ambient temperature 308 K and solar radiation 1000 W/m².

From this table it appears that the Power output become insensitive to the number of nodes. In our work; we will adopt for reasons of precision compromise, computation time and memory space a mesh of 182,183 nodes.

7.1. Validation model

In order to validate the developed model, the numerical results are compared with experimental and numerical data available in the literature. Firstly, the CFD results are compared with the experimental data of the Spanish plant of Manzanares (Haaf et al. 1983; Mostafa, Sedrak, and Dayem 2011). The computational domain was simulated for two different values of solar radiation (850 and 1000 W/m²), maintaining the other parameters of the system fixed. Table 4 shows that simulation results are quite consistent with experimental measurements of the Spanish prototype and previous works.

The basic settings of the CFD simulation are summarised in Table 5 and the materials of the construction and their physical properties are shown in Table 1.

8. Simulation and results

Numerical simulations are performed, employing the above-mentioned plant specifications and base load control strategy. Numerical simulations were carried out to analyze the influences of solar radiation and pressure drop across the turbine on the steady state flow and heat transfer, and power

Table 5. Parameters of the simulation.

Classification	Setting
Solver	<ul style="list-style-type: none"> Pressure-based coupled algorithm 2D axisymmetric simulation. Steady state (second-order upwind discretization).
Energy equation	Activated
Viscous model	RNG $k - \varepsilon$ model Effets complets de flottabilité.
Radiation model	DO (discrete ordinates) Theta divisions: 3 Phi divisions: 5 Theta pixels: 3 Phi pixels: 5

Table 6. Power output comparison, illustrating the effect of incorporating a secondary collector roof at solar irradiation of 1000 W/m² and $T_{\text{ground}} = 324\text{ K}$.

	Power output (kW)
Reference plant	41.9
Plant with secondary collector roof	54.3

Table 7. Power output in open and close of the secondary collector at different solar irradiation and $T_{\text{ground}} = 324\text{ K}$.

System type	Solar insolation (W/m ²)	Power output (kW)
Open	550	23.3
	750	33.3
	1000	54.3
Close	550	4.2
	750	5.7
	1000	9.2

Table 8. Illustrating the effect of secondary collector roof length at $H_1 = 0.5\text{ m}$, $T_{\text{ground}} = 306\text{ K}$, and 550 W/m².

Length (L_1)	Power output (kW)
40 m	10.8
70 m	10.5
107 m	23.3
116 m	15.6

Table 9. Illustrating the effect of secondary collector roof height at $L_1 = 107\text{ m}$ and $T_{\text{ground}} = 306\text{ K}$ and 550 W/m².

Height (H_1)	Power output (kW)
0.3 m	20.8
0.5 m	23.3
0.925 m	3.4
1.3875 m	10

output of an SCPP. The output achieved by an SCPP is maximised if the pressure drop at the turbine is about 80% of the total pressure differential available (Al-Dabbas 2011; Zhou

2009) (the efficiency of the turbine $\eta_{turb} = 0.8$) (Schlaich et al. 2005; Von Backström and Fluri 2006). Based on this approach, to obtain the pressure jump across the turbine for any simulation an iterative process was performed. Based on the numerical results, velocity and temperature contour maps of an SCPP by the geometry parameters of the Manzanares power plant are considered.

8.1. Secondary roof effect

To understand the effect of the secondary roof, we have simulated the SCPP without and with the inclusion of secondary collector roof under the existing main collector. The results have showed that the potential power output is about 54.3 kW in the SCPP with the modified collector and about

41.9 kW in the SCPP without it (see Table 6). The results indicate a slightly higher power output for a plant incorporating a secondary roof in comparison with the reference plant of section 2.

8.2. Regulating mechanism

Consider the performance contour in figures for the plant incorporating a secondary roof. It is obvious that the plant power output rises with the bottom section's air-flow regulating mechanism fully opened (no pressure drop across it). In the case when the regulating mechanism is fully closed (no air-flow through the bottom section B), resulting in a sudden drop in power output as shown in Table 7. The secondary roof gives the plant the ability to store and release energy from the bottom section

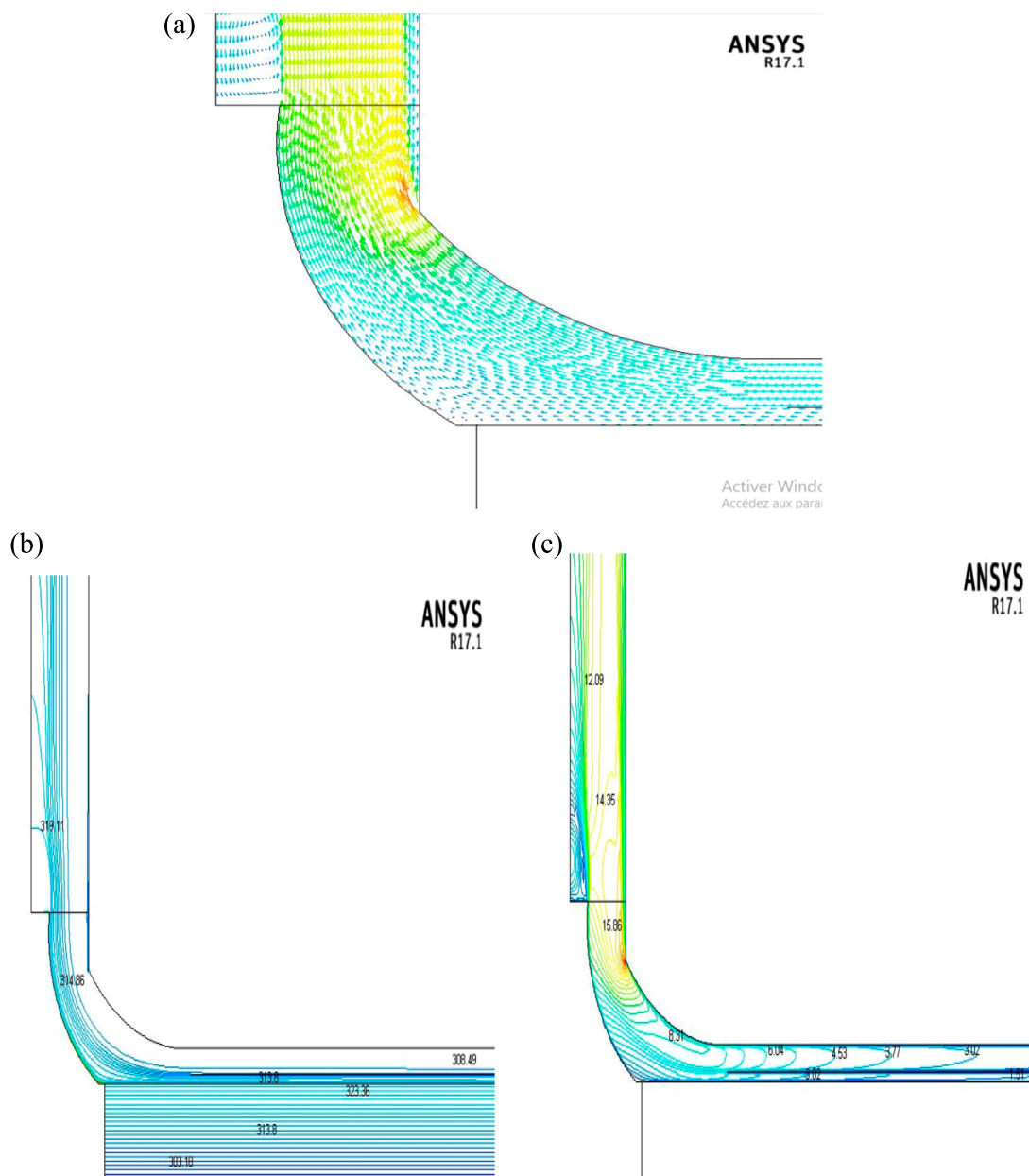


Figure 4. Distribution of (a) velocity vectors of the system during turbine operation, (b) the temperature and (c) the velocity, at $T_{ground} = 324$ K and solar insolation of 1000 W/m^2 ($H_1 = 0.5$ m and $L_1 = 107$ m).

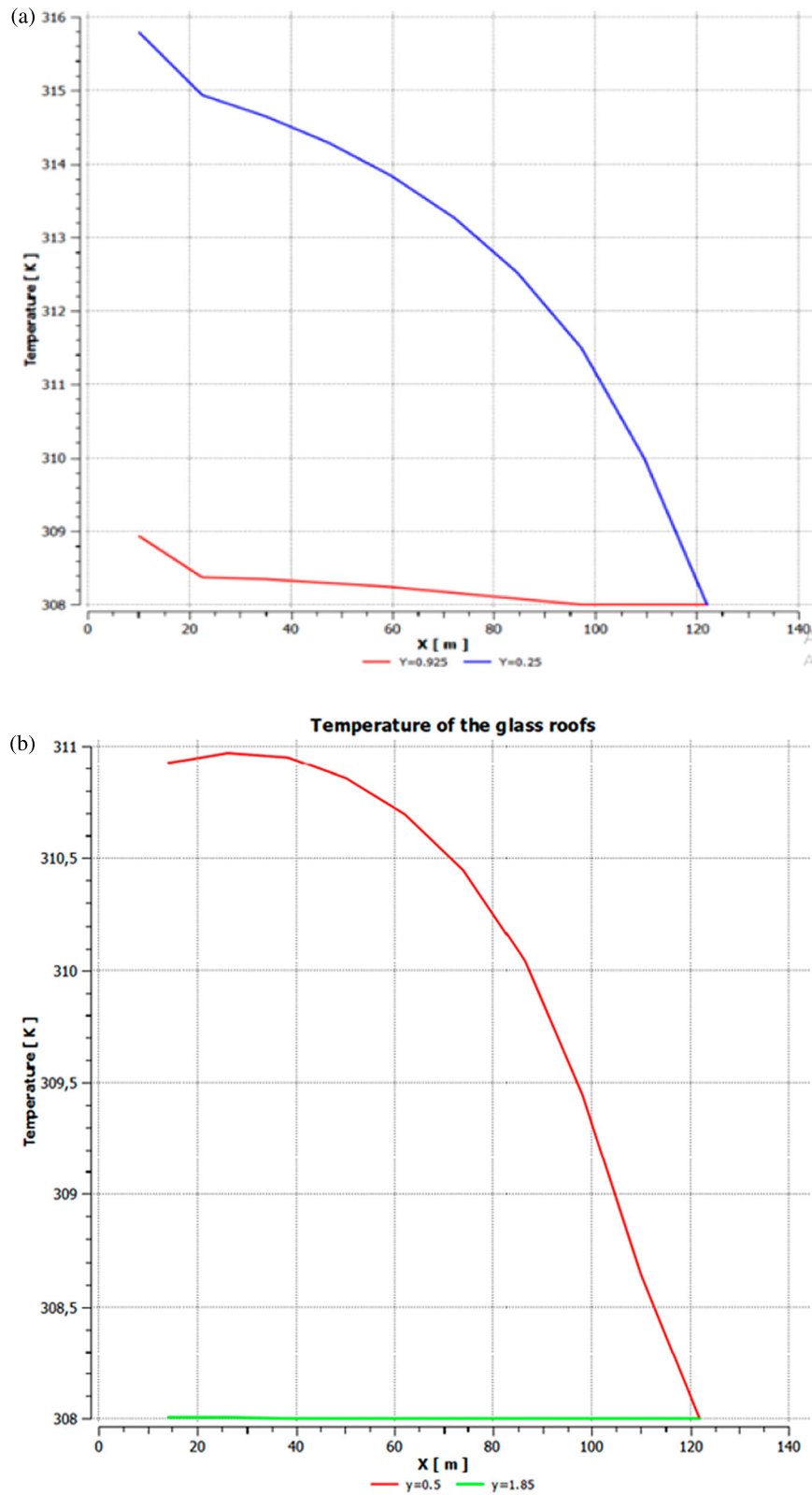


Figure 5. (a) Temperature collector profile at $Y = 0.925, Y = 0.25$ at $T_{\text{ground}} = 324$ K and solar insolation of 1000 W/m^2 ($H_1 = 0.5$ m and $L_1 = 107$ m). (b) Temperature distribution of glass roofs at $Y = 0.5, Y = 1.85$ at $T_{\text{ground}} = 324$ K and solar insolation of 1000 W/m^2 ($H_1 = 0.5$ m and $L_1 = 107$ m).

(B) of the collector in order to regulate the plant power output. At times when less power is required, the bottom section is closed and energy is stored in the ground again. If more power is required, the bottom section is opened in a controlled manner,

which causes an air-flow under the secondary roof. This air-flow extracts energy from the ground and subsequently boosts plant power output. Thus, in terms of peak load electricity production, it is clear that the inclusion of a secondary collector roof shows

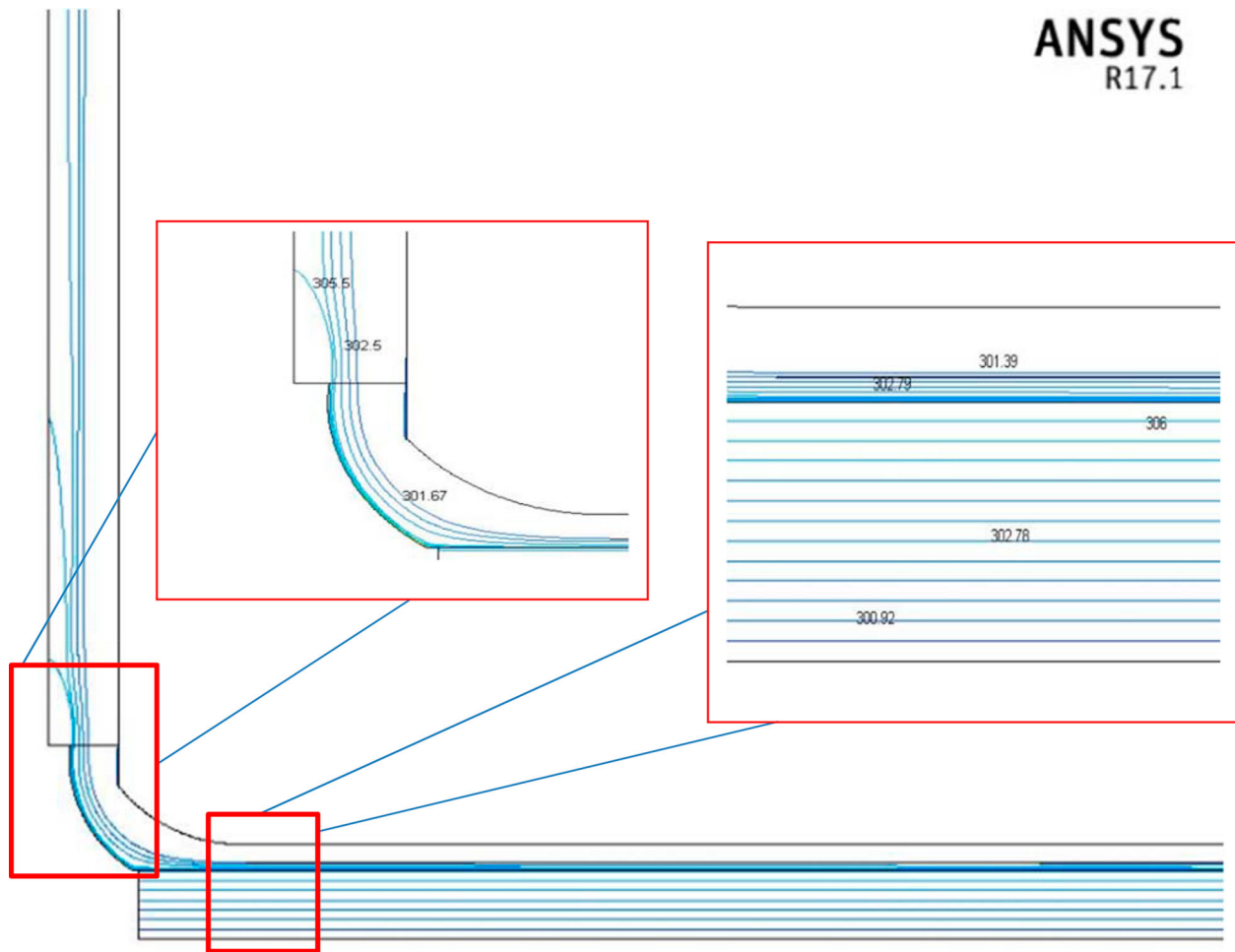


Figure 6. Distribution of the temperature (K), at $T_{\text{ground}} = 306 \text{ K}$ and solar insolation of 550 W/m^2 ($H_1 = 0.5 \text{ m}$ and $L_1 = 107 \text{ m}$).

the potential for significant control of the solar chimney power plant output.

8.3. Length and height effect of secondary roof

To understand the effect of length and secondary roof on power output, we have simulated the solar chimney power plant that includes a secondary roof in different length and height secondary roof. It is noted that the power output is higher at length (L_1) of 107 m and height (H_1) of 0.5 m as shown in Tables 8 and 9.

Figure 4(b) illustrates the temperature distribution of the plant. We observe that the temperature of the fluid inside the chimney reaches about 319.11 K. From Figure 4(c) it is evident that the speed of the air increases through the collector, and reaches its max at the base of the chimney, whence its value is 15.66 m/s for solar insolation of 1000 W/m^2 .

The temperature collector profile in the manifold is shown in Figure 5(a), for a given solar radiation ($Q = 1000 \text{ W/m}^2$). The temperature of the fluid increases with the decrease of the radius and reaches its maximum reaching the base of the chimney. Figure 5(b) illustrate the temperature of each glass roof, we observe that the temperature of the glass roof of the reference plant ($y = 1.85$) approximately reaches 308 K and the

temperature of the glass roof of the secondary collector roof ($y = 0.5$) approximately reaches 310.9 K.

Figure 6 illustrates the temperature distribution of the plant. We observe that the temperature of the fluid inside the chimney reaches about 305.5 K.

From Figure 7 it is evident that the speed of the air increases through the collector, and reaches its max at the base of the chimney, whence its value is 14.49 m/s for solar insolation of 550 W/m^2 .

8.4. Modification of plant collector by including a secondary and tertiary collector roof

The operation of the solar chimney power plant that includes a secondary and tertiary roof will be similar to the operation of a plant including only a secondary roof. With the inclusion of a tertiary roof, air will flow from the collector perimeter through three sections in the collector, namely the top, middle and bottom sections (Figure 8).

Air will flow constantly through the top section, while air-flow regulating mechanisms will control the air-flow at the outlet of both the middle and bottom sections, analogous to the idea illustrated by Figure 2. It is proposed that multiple radial channels between the secondary and tertiary roofs, as well as between the tertiary roof and the ground surface will be able to

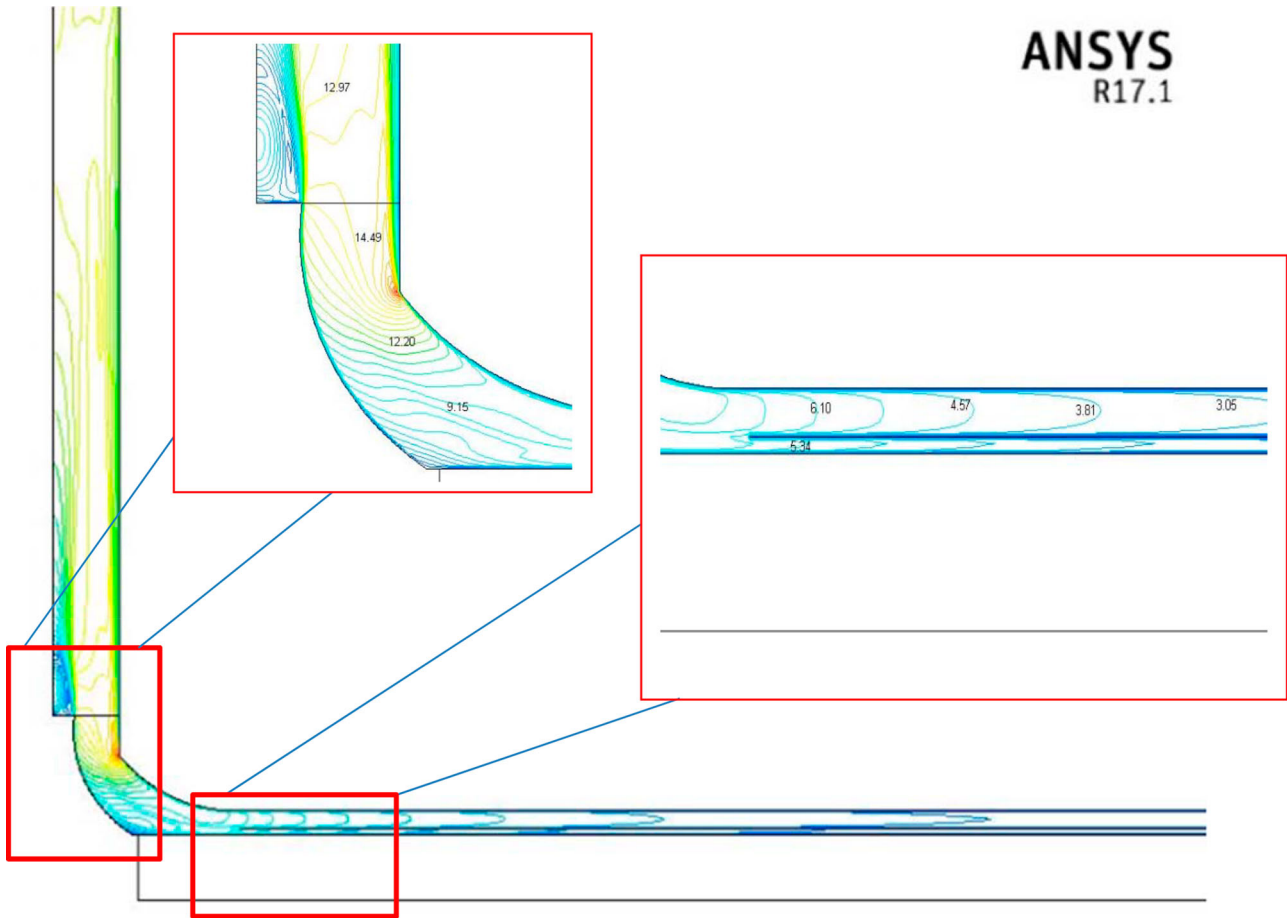


Figure 7. Distribution of the velocity (m/s), at $T_{\text{ground}} = 306 \text{ K}$ and solar insolation of 550 W/m^2 ($H_1 = 0.5 \text{ m}$ and $L_1 = 107 \text{ m}$).

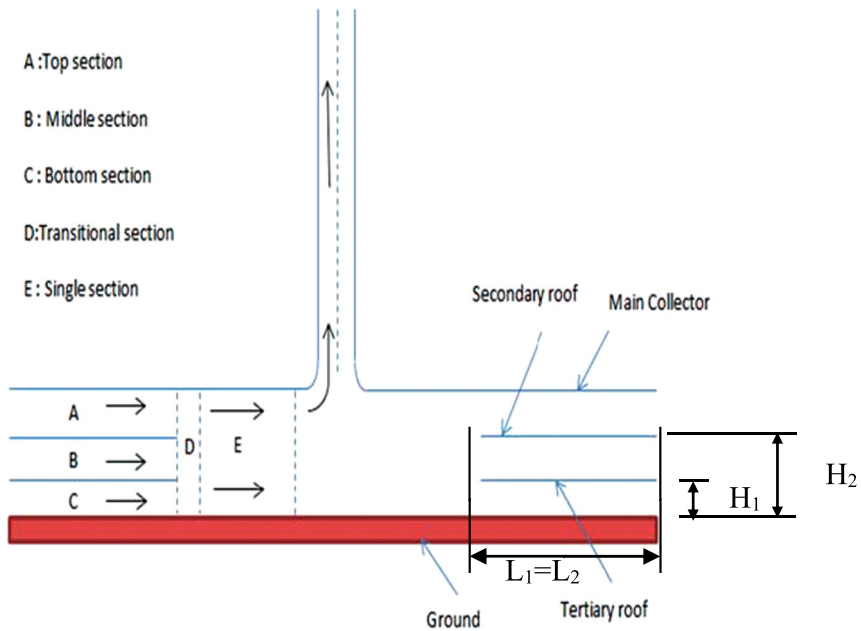


Figure 8. Definition of sections created in the collector by the inclusion of a secondary and tertiary collector roof.

facilitate the required collector air-flow regulation. These channels can be fully opened or closed off at the middle and bottom section outlets, thereby incrementally increasing or decreasing the collector air-flow area.

The solar chimney power plant model of this section is based on the reference plant specifications mentioned in Section 2. A secondary collector and tertiary roofs are included in the plant model, having similar properties to that of the main collector

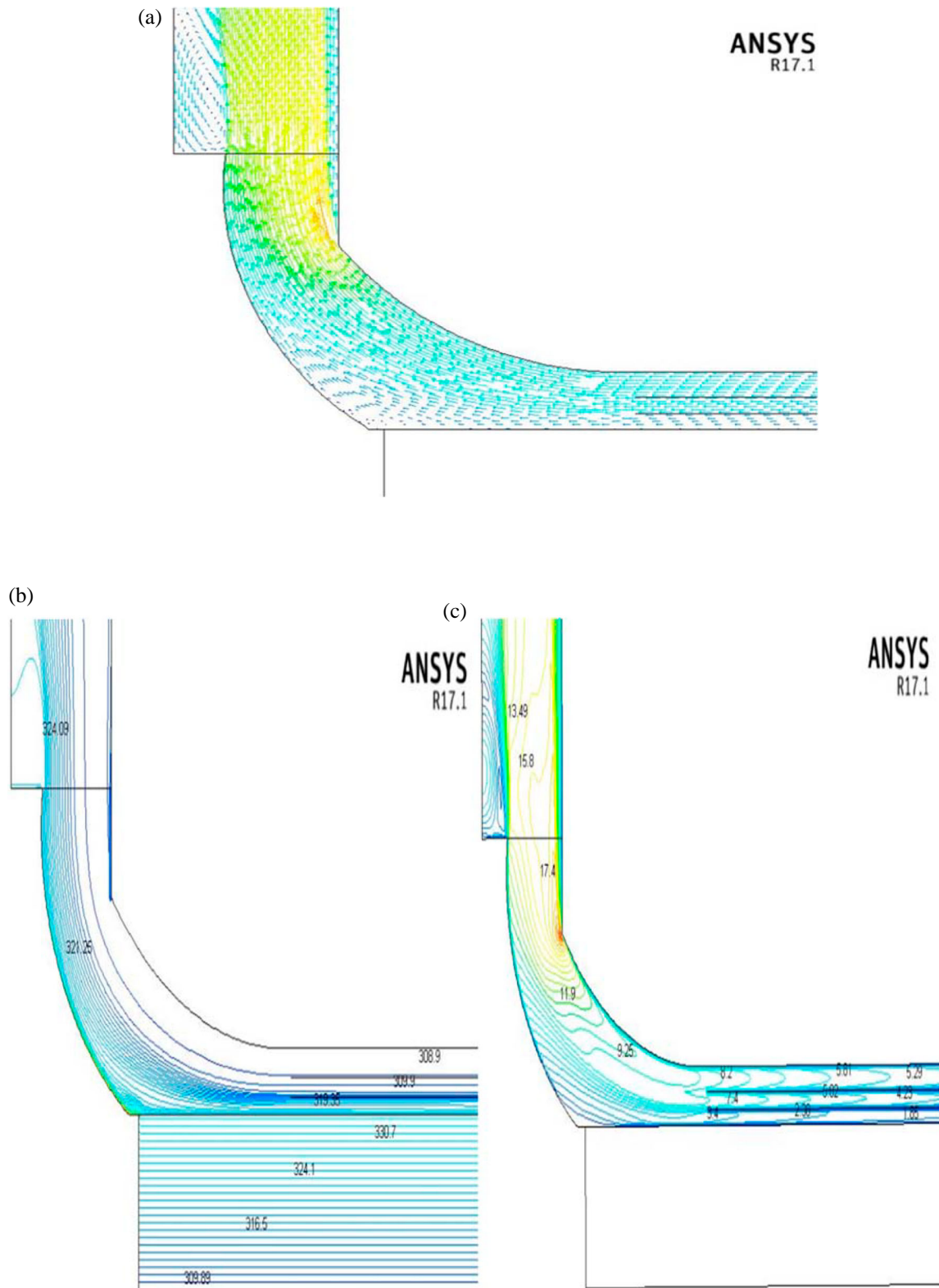


Figure 9. Distribution of (a) velocity vectors of the system during turbine operation, (b) temperature and (c) velocity modulus, at $T_{\text{ground}} = 323 \text{ K}$ $Q = 950 \text{ W/m}^2$ ($H_1 = 0.5 \text{ m}$, $H_2 = 1.05 \text{ m}$ and $L_1 = L_2 = 107 \text{ m}$).

roof (as specified in Table 1), except for the dimensions listed in Table 10. In this case, the height of the secondary (H_1) and tertiary (H_2) collector roofs were chosen arbitrarily to fit under the reference main roof perimeter height. The inner diameter of both the secondary and tertiary collector roofs are somewhat

less than the reference plant's main roof inner diameter, due to the inclusion of a transitional and single section in the collector of the plant (see Figure 8).

A computer simulation, employing the above-mentioned plant specifications and base load control strategy, is performed.

Table 10. Secondary and tertiary collector roof specifications.

Secondary and tertiary collector roof	Glass
Tertiary collector roof height H_2	1.05 m
Secondary collector roof height H_1	0.5 m
Length for both collector roofs	107 m

Table 11. Illustrating the effect of tertiary collector roof height at $L_1 = L_2 = 107$ m and $H_1 = 0.5$ at solar irradiation $Q = 1000$ W/m² and $T_{\text{ground}} = 331$ K.

Height (H_2)	Power output (kW)
0.77 m	70.9
1.05 m	79.4
1.31 m	77.7
1.58 m	68

To understand the effect of tertiary collector roof height (H_2) on power output, we have simulated the solar chimney power plant that includes the secondary and tertiary collector roofs in different height tertiary roof. It is noted that the power output is highest at height (H_2) of 1.05 m as shown in Table 11.

It is obvious that the plant power output rises with the middle and bottom section's air-flow regulating mechanism fully opened (no pressure drop across it). In the case when the middle is fully closed (no air-flow through the middle section B) or in the case when the bottom is fully closed (no air-flow through the middle section C), resulting in a sudden drop in power output as shown in Table 12. The secondary and tertiary roofs give the plant the ability to store and release energy from the middle and bottom section of the collector in order to regulate the plant power output. At times when less power is required, the middle or bottom section is closed and energy is stored in the ground again. If more power is required, the middle and bottom section are opened in a controlled manner, which causes an air-flow under the secondary roof. This air-flow extracts energy from the ground and subsequently boosts plant power output. Thus, in terms of peak load electricity production, it is clear that the inclusion of a secondary and tertiary collector roofs show the potential for significant control of the solar chimney power plant output.

Figure 9(b) illustrates the temperature distribution of the installation. We observe that the temperature of the fluid inside the chimney reaches about 324 K. From Figure 9(c) it is obvious that the speed of the air increases through the collector, and reaches its maximum at the base of the chimney, from where its value is of 17 m/s for the sunshine of 950 W/m².

The temperature collector profile in the collector, is shown in Figure 10(a), for a given solar radiation ($Q = 950$ W/m²). The temperature of the fluid increases by decreasing the radius and reaching the base of the chimney, where it increases more strongly. Figure 10(b) illustrate the temperature of each glass roof, we observe that the temperature of the glass roof of the reference plant ($y = 1.85$) approximately reaches 308.7 K, the temperature of the glass roof of the secondary collector roof ($y = 0.5$) approximately reaches 313.9 K and the temperature of the glass roof of the secondary and tertiary collector roof ($y = 1.05$) approximately reaches 309.15 K.

A comparison of the solar chimney power plant that includes only a secondary roof and the solar chimney plant that includes

Table 12. Power output in open and close of the secondary and tertiary collector at $L_1 = L_2 = 107$ m and $H_1 = 0.5$, $H_2 = 1.05$ m at solar irradiation $Q = 1000$ W/m² and $T_{\text{ground}} = 331$ K.

System type	Power output (kW)
Open	79.4
Closed the middle and bottom sections	4.91
Closed the bottom section	19.81

Table 13. Comparison between different systems.

Systems	Solar radiation (W/m ²)	Power output (kW)
Reference plant	550	17.8
	750	24.6
	1000	41.9
Plant with secondary collector roof	550	23.3
	750	33.3
	1000	54.3
Plant with secondary and tertiary collector roof	550	44.4
	750	57.8
	1000	79.4

Table 14. Cost parameters.

Cost parameter	Symbol	Values for parameter [%]
Collector cost per m ² as percentage of C_{sc}	$(pt)_{coll}$	8
Additional collector cost as percentage of H_2	$(pt)_H$	2

a secondary and tertiary roof. We have found that the second system that includes a secondary and tertiary roof gave us higher power output as shown in Table 13.

9. Estimation of electricity (kW) cost of solar chimney power plant

Here; we calculate the cost of solar chimney power plant using approximate cost formula given by (Okoye 2016; Pretorius 2007; Pretorius and Kröger 2008). In their model, the total chimney cost is simply determined as the volume of the chimney multiplied by the specific chimney cost:

$$C_c = 0,001 \pi d_c H_c^2 C_{sc} \quad (19)$$

$C_{sc} = 1$ C/m³ (the specific chimney cost is defined as one C per chimney cubic metre volume) Where: C: The currency unit; C_{sc} : The specific cost of the chimney (materials and construction) and it is defined as one C per cubic metre volume of the chimney; H_c : The chimney height; d_c : The chimney diameter.

The total collector cost is given by:

$$C_r = \pi/4 d_r^2 (0,01 (pt)_{coll} C_{sc}) (1 + 0,01 (pt)_H H_2) \quad (20)$$

H_2 : The collector inlet height; $(pt)_{coll}$: The collector cost per m² as percentage of C_{sc} ; $(pt)_H$: The Additional collector cost as percentage of H_2 .

It is assumed that additional costs including the turbo-generator equal 10% of the total collector and chimney cost.

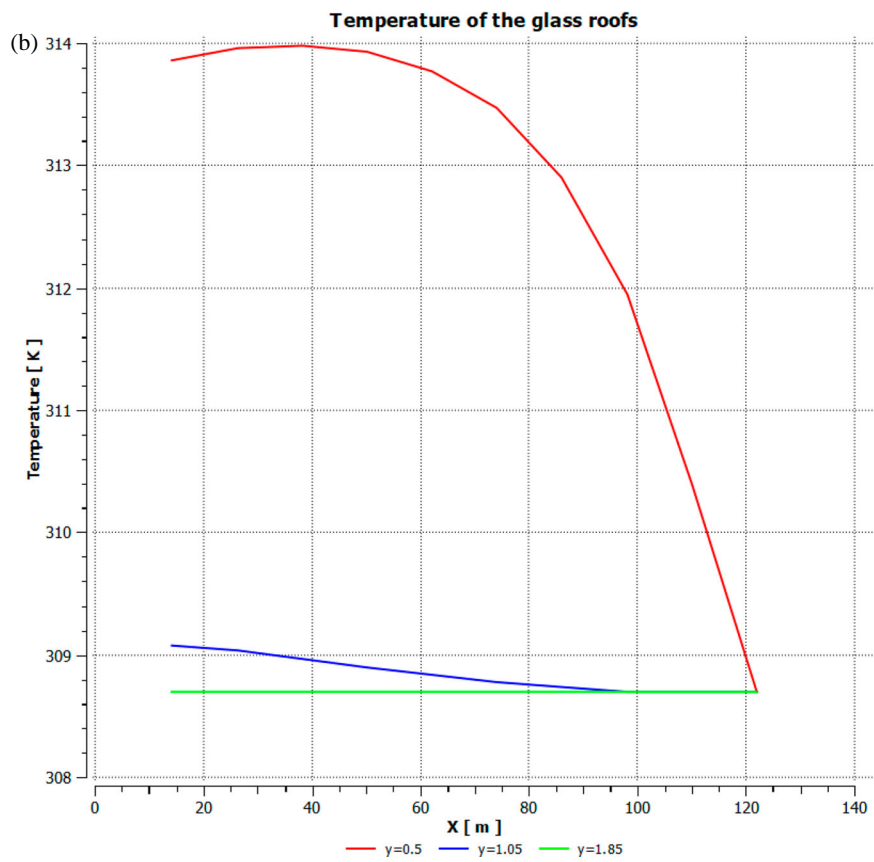
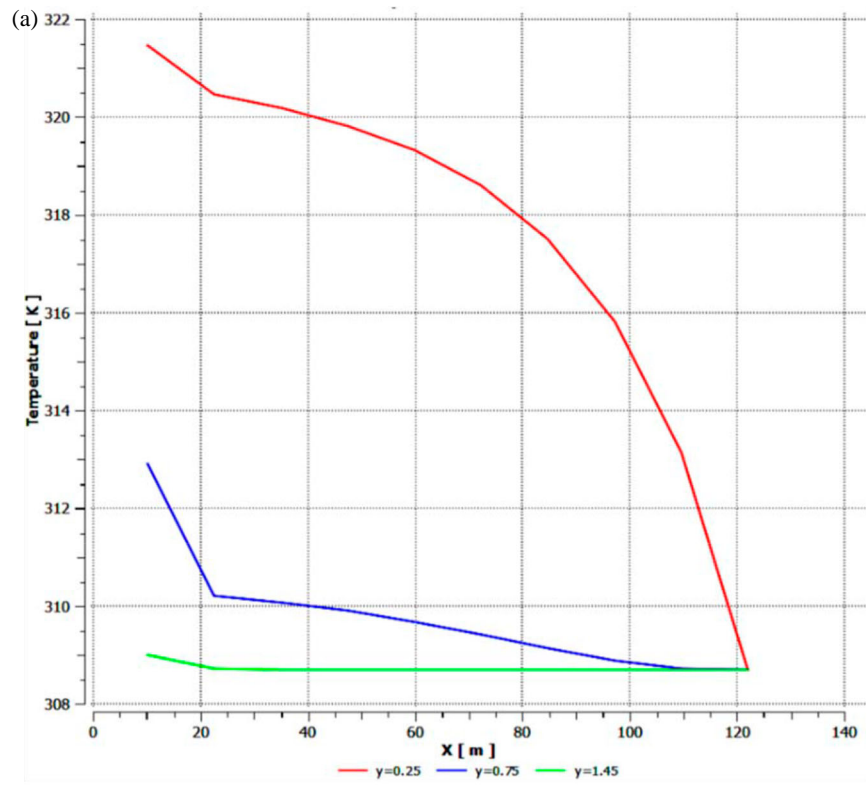


Figure 10. (a) Temperature collector profile at $Y = 0.25$, $Y = 0.75$ and $Y = 1.45$ at $T_{\text{ground}} = 323 \text{ K}$ and solar insolation at 950 W/m^2 ($H_1 = 0.5 \text{ m}$, $H_2 = 1.05 \text{ m}$ and $L_1 = 107 \text{ m}$). (b) Temperature distribution of glass roofs at $Y = 0.5$, $Y = 1.05$ and $Y = 1.85$ at $T_{\text{ground}} = 323 \text{ K}$ and solar insolation at 950 W/m^2 ($H_1 = 0.5 \text{ m}$, $H_2 = 1.05 \text{ m}$ and $L_1 = 107 \text{ m}$).

Table 15. The electricity (kW) cost of the plants.

	C_{sc} (C/m ³)	C_c (C/m ³)	C_r (C/m ³)	C_{tot} (C/m ³)	Power output (kW)	The cost of the plant (C/kW)
The reference plant	1	1208.1	37.4	1370.1	41.9	32.9
Plant with secondary collector roof	1	1208.1	74.3	1410.6	54.3	25.9
Plant with secondary and tertiary collector roof	1	1208.1	111.2	1451.2	79.4	18.3

Therefore, the total solar chimney power plant cost is given by:

$$C_{tot} = 1, 1 (C_c + C_r) \quad (21)$$

The parameters of the cost model which were selected for calculation of solar chimney cost and their values are listed in Table 14.

The electricity (kW) cost of the reference plant, secondary collector roof and secondary and tertiary collector roof systems have been calculated as shown in Table 15. In terms of electricity (kW) cost, the inclusion of a secondary and tertiary collector roof produces the electricity (kW) cost less than others systems.

10. Conclusions

In this paper, we have presented a numerical analysis of solar chimney power plants. The numerical simulations have been performed to analyze the characteristics of the air flow for the prototype of solar chimney power plants in Manzanares, Spain. The dynamic and static control has been explored over plant power output. A technique has been investigated to control the power output of the solar chimney power plant, in order to deliver power according to specified demand patterns. To achieve this, we have modified the reference plant model by including a secondary collector roof under the existing main collector. The adding of a secondary collector roof gives a good control plant output in terms of base load electricity generation.

Disclosure statement

No potential conflict of interest was reported by the authors.

References

- Akhtar, Z., and K. V. S. Rao. 2014. "Study of Economic Viability of 200 MW Solar Chimney Power Plant in Rajasthan, India." 1st International Conference on Non Conventional Energy, ICONCE 2014, Kalyani; India.
- Al-Dabbas, Mohammed Awwad. 2011. "A Performance Analysis of Solar Chimney Thermal Power Systems." *Thermal Science* 15 (3): 619–642.
- ANSYS Inc. 2013. *Fluent 15.0 user's guide*.
- Asnaghi, A., and S. M. Ladjevardi. 2012. "Solar Chimney Power Plant Performance in Iran." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16: 3383–3390.
- Attig, B. F., M. S. Guellou, M. Sahraoui, and S. Kaddeche. 2015. "A Numerical Study of Solar Chimney Power Plants in Tunisia." *Journal of Physics: Conference Series* 596 (1). Article number 012006.
- Bernardes, M. A., S. Dos, A. Voß, and G. Weinrebe. 2003. "Thermal and Technical Analyses of Solar Chimneys." *SolarEnergy* 75 (6): 511–524.
- Cao, F., H. Li, L. Zhao, T. Bao, and L. Guo. 2013. "Design and Simulation of the Solar Chimney Power Plants with TRNSYS." *Solar Energy* 98: 23–33.
- Dhahri, A., and A. Omri. 2013. "A Review of Solar Chimney Power Generation Technology." *International Journal of Engineering and Advanced Technology* 2 (3): 1–17.
- Fluent Inc. 2006. *Fluent 6.3 user's guide*.
- Gannon, A. J., and T. W. Von Backström. 2002a. "Controlling and Maximizing Solar Chimney Power Output." Proceedings of the 1st international conference on heat transfer, fluid mechanics and thermodynamics, Kruger Park, South Africa.
- Gannon, A. J., and T. W. von Backström. 2002b. "Solar Chimney Turbine: Part 1 of 2—Design." ASME.
- Gannon, A. J., and T. W. Von Backström. 2003. "Solar Chimney Turbine Performance." *Journal of Solar Energy Engineering* 125 (1): 101–106.
- Ghalamchi, M., A. Kasaean, M. Ghalamchi, and A. H. Mirzahosseini. 2016. "An Experimental Study on the Thermal Performance of a Solar Chimney with Different Dimensional Parameters." *Renewable Energy* 91: 477–483.
- Gholamalizadeh, Ehsan, and Jae Dong Chung. 2017. "A Comparative Study of CFD Models of a Real Wind Turbine in Solar Chimney Power Plants." *Energies* 10: 1674. doi:10.3390/en10101674.
- Gholamalizadeh, Ehsan, and Man-Hoe Kim. 2014. "Three-dimensional CFD Analysis for Simulating the Greenhouse Effect in Solar Chimney Power Plants Using a Two-Band Radiation Model." *Renewable Energy* 63: 498–506.
- Gholamalizadeh, E., and M. H. Kim. 2016. "CFD (Computational Fluid Dynamics) Analysis of a Solar-Chimney Power Plant with Inclined Collector Roof." *Energy* 107: 661–667.
- Guo, P., J. Li, Y. Wang, and Y. Wang. 2015. "Numerical Study on the Performance of a Solar Chimney Power Plant." *Energy Conversion and Management* 105: 197–205.
- Haaf, W. 1984. "Solar Chimneys. Part II: Preliminary Test Results from the Manzanares Plant." *International Journal of Solar Energy* 2: 141–161.
- Haaf, W., K. Friedrich, G. Mayr, and J. Schlaich. 1983. "Solar Chimneys. Part I: Principle and Construction of the Pilot Plant in Manzanares." *International Journal of Solar Energy* 2: 3–20.
- Hafizh, Hadyan. 2015. "Theoretical Analysis and Experimental Optimization of Solar Updraft Power Generator." *Thesis doctorat.*, Kyoto University.
- Heisler, Elizabeth Marie. 2014. "Exploring Alternative Designs for Solar Chimneys Using Computational Fluid Dynamics." *Thesis*.
- Hu, S., D. Y. Leung, M. Z. Chen, and J. C. Chan. 2016. "Effect of Guide Wall on the Potential of a Solar Chimney Power Plant." *Renewable Energy* 96: 209–219.
- Huang, H., H. Zhang, Y. Huang, and F. Lu. 2007. "Simulation Calculation on Solar Chimney Power Plant System." In *Challenges of Power Engineering and Environment*, edited by K. Cen, Y. Chi, F. Wang, 1158–1161. Berlin, Heidelberg: Springer.
- Humphries, M. 2001. "Solar Tower in Arizona to power 150,000 Homes for 80 Years," GEEK, July 21. [Online]. Accessed April 21, 2014. <http://www.geek.com/geek-pick/solar-tower-in-arizona-to-power-150000-homes-for-80-years-1406459/>.
- Kröger, D. G., and J. D. Buys. 2001. "Performance Evaluation of Asolar Chimney Power Plant." ISES 2001 Solar World Congress, Adelaide, Australia.
- Li, Y., and S. Liu. 2014. "Numerical Study on Thermal Behaviors of a Solar Chimney Incorporated with PCM." *Energy and Buildings* 80: 406–414.
- Liu, S., and Y. Li. 2015. "Heating Performance of a Solar Chimney Combined PCM: A Numerical Case Study." *Energy and Buildings* 99: 117–130.
- Ming, T., X. Wang, R. K. De Richter, W. Liu, T. Wu, and Y. Pan. 2012. "Numerical Analysis on the Influence of Ambient Crosswind on the Performance of Solar Updraft Power Plant System." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 (8): 5567–5583.
- Mostafa, A. A., M. F. Sedrak, and A. M. A. Dayem. 2011. "Performance of a Solar Chimney Under Egyptian Weather Conditions: Numerical Simulation and Experimental Validation." *Energy Sci Technol* 1: 49–63.
- Nasirivatan, S., A. Kasaean, M. Ghalamchi, and M. Ghalamchi. 2015. "Performance Optimization of Solar Chimney Power Plant Using Electric/Corona Wind." *Journal of Electrostatics* 78: 22–30.
- Okoye, Chiemeka Onyeka. 2016. "A Two-Stage Feasibility Approach for Solar Chimney Power Plant Design." *Thesis of master.*, Middle East Technical University, Northern Cyprus Campus.
- Padki, M. M., and S. A. Sherif. 1999. "On a Simple Analytical Model for Solar Chimneys." *International Journal of Energy Research* 23 (4): 345–349.
- Pasumarthi, N., and S. A. Sherif. 1998a. "Experimental and Theoretical Performance of a Demonstration Solar Chimney Model-Part I:

- Mathematical Model Development." *International Journal of Energy Research* 22 (3): 277–288.
- Pasumarthi, N., and S. A. Sherif. 1998b. "Experimental and Theoretical Performance of a Demonstration Solar Chimney Model—Part II: Experimental and Theoretical Results and Economic Analysis." *International Journal of Energy Research* 22 (5): 443–461.
- Patel, Sandeep K., Deepak Prasad, and M. Rafiuddin Ahmed. 2014. "Computational Studies on the Effect of Geometric Parameters on the Performance of a Solar Chimney Power Plant." *Energy Conversion and Management* 77: 424–431.
- Pretorius, Johannes P. 2007. "Optimization and Control of a Large-Scale Solar Power Plant." *Thesis of doctorat.*, Department of Mechanical Engineering University of Stellenbosch, South Africa.
- Pretorius, J. P., and D. G. Kröger. 2006. "Solar Chimney Power Plant Performance." *Journal of Solar Energy Engineering* 128: 302–311.
- Pretorius, Johannes P., and Detlev G. Kröger. 2008. "Thermoeconomic Optimization of a Solar Chimney Power Plant." *Journal of Solar Energy Engineering*, Transactions of the ASME 130: 0210151–0210159.
- Pretorius, J. P., D. G. Kröger, J. D. Buys, and T. W. Von Backström. 2004. "Solar Tower Power Plant Performance Characteristics." Proceedings of the ISES EuroSun2004 International Sonnenforum 1, Freiburg, Germany, pp. 870–879.
- Schlaich, J. 1994. *The Solar Chimney: Electricity from the Sun*. Stuttgart: Deutsche Verlags-Anstalt.
- Schlaich, J. 1995. *The Solar Chimney: Electricity from the Sun*. Edited by C. Maurer. Germany: Geislingen.
- Schlaich, J., R. Bergermann, W. Schiel, and G. Weinrebe. 2005. "Design of Commercial Solar Updraft Tower Systems—Utilization of Solar Induced Convective flows for Power Generation." *Journal of Solar Energy Engineering* 127: 117–124.
- Tahar, Tayebi, and Djeddar Mahfoud. 2012. "Numerical Simulation of Natural Convection in a Solar Chimney." *International Journal of Renewable Energy Research* 2 (4): 712–717.
- Tingzhen, M., L. Wei, X. Guoling, X. Yanbin, G. Xuhu, and P. Yuan. 2008. "Numerical Simulation of the Solar Chimney Power Plant Systems Coupled with Turbine." *Renewable Energy* 33: 897–905.
- Von Backström, T. W., and T. P. Fluri. 2006. "Maximum Fluid Power Condition in Solar Chimney Power Plants, an Analytical Approach." *Solar Energy* 80 (11): 1417–1423.
- Yan, M. Q., S. A. Sherif, G. T. Kridli, S. S. Lee, and M. M. Padki. 1991. "Thermo-Fluid Analysis of Solar Chimneys." In *Industrial Applications of Fluid Mechanics-1991, FED*, vol. 132, edited by T. B. Morrow, L. R. Marshall, and S. A. Sherif, 125–130. New York: The American Society of Mechanical Engineers (Book #H00720).
- Zhou, X. 2009. "Novel Concept for Producing Energy Integrating a Solar Collector with a Man Made Mountain Hollow." *Energy Conversion and Management* 50 (3): 847–854.

في هذا العمل ، تم إجراء دراسة عديدة لظواهر التحويل في نظام حراري مفتوح: التطبيق على النظم الإيكولوجية المكونة من محاصيل الدفيئة مثل جامع المدخنة الشمسية (مصنع شمسي بمدخنة (CSC)) ، والذي يتألف من نمذجة المناخ تحت الدفيئة الزراعية ؛ مع الأخذ في الاعتبار التبادلات الإشعاعية وكذلك تبادلات الحمل الحراري. لهذا ، تم تحديد المجال الحيوي والحراري. في جميع التكوينات ، تكون التدفقات المدروسة مضطربة ونقوم بمحاكاة نموذج ثنائي المحور غير متمائل من CSC مع نموذج اضطراب RNG k-ε ، أيضا تم أخذ بالاعتبار في المحاكاة تأثير الغطاء النباتي على ديناميكيات التدفق، وضحت انطلاقا من تقريب الوسط المسامي. القوة الدافعة للحمل الحراري الطبيعي هي قوة الطفو على أساس نهج بو سيناسك. محاكاة الطاقة ذات الصلة بالإشعاع في التوازن الحراري لكل عنصر من عناصر نظام الدفيئة (الجدار، التربة...)، يتم حل معادلة النقل الإشعاعي بشكل أكبر من خلال طريقة التنسيقات المنفصلة (DO). أجريت محاكاة عديدة من أجل الهندسة النموذجية في مانزاناريس ، إسبانيا. تم إجراء عمليات المحاكاة باستخدام برنامج ميكانيكا الموائع (CFD) على أساس مخطط تقديري محدود الحجم . قدمنا تقنية للتحكم في خرج الطاقة لمحطة الطاقة الشمسية ، لتوفير الطاقة وفقا لخصائص الطلب. ولعرض هذا ، تم تعديل نموذج المحطة المرجعية ليشمل سقف جامع ثانوي وثالث تحت المجمع الرئيسي الحالي مما يسمح بالتحكم الجيد في توليد الكهرباء. تم إجراء تحليل أداء ثلاثة أنظمة لمحطات الطاقة الشمسية من خلال دراسة جدوى تنفيذها في منطقتين جزائريتين (قسنطينة ، تمنراست). وأظهرت النتائج أن أعلى توليد للكهرباء تم تحقيقه من خلال نظام السقف الثانوي والثالث في منطقة تمنراست. إن وجود النبات يعدل تدفق الهواء في البيوت الزجاجية وينتج خلايا حمل حرارية إضافية مما يقلل بشكل كبير من متوسط السرعة في الدفيئة. من حيث تكلفة الكهرباء (كيلو واط ساعي) ، فإن إدراج سقف جامع ثانوي وثالث ينتج الكهرباء (كيلو واط ساعي) أرخص من الأنظمة الأخرى.

الكلمات المفتاحية: مدخنة شمسية ، محطة شمسية بمدخنة، محاكاة عددية، استطاعة الخروج، تكلفة الكهرباء (كيلو واط ساعي).

Résumé

Dans ce travail, on a mené une étude numérique des phénomènes de transferts dans un système thermodynamique ouvert: application aux écosystèmes constitués de cultures sous serre comme le collecteur d'une cheminée solaire (une centrale solaire à cheminée (CSC)), qui consiste à modéliser le climat sous serres; en tenant compte des échanges radiatifs ainsi que des échanges convectifs. Pour cela, on a déterminé le champ dynamique et thermique. Dans toutes les configurations, les écoulements étudiés sont turbulents et nous avons simulé un modèle axisymétrique à deux dimensions d'une CSC avec le modèle de la turbulence RNG k-ε. L'influence de la culture sur la dynamique de l'écoulement a été également prise en compte dans les simulations, les effets dynamiques de la végétation ont été simulés à partir de l'approche milieu poreux. La force d'entraînement de la convection naturelle est la force de la flottabilité basée sur l'approche de Boussinesq. Pour simuler l'énergie liée au rayonnement dans le bilan thermique de chaque élément du système serre (i.e. paroi, sol...), on résout en plus l'Equation de Transfert Radiatif avec la méthode des ordonnées discrètes (DO). Les simulations numériques ont été effectuées pour la géométrie du prototype à Manzanares, en Espagne. Les simulations ont été effectuées à l'aide d'un logiciel de mécanique des fluides (CFD) basé sur un schéma de discrétisation aux volumes finis. Nous avons présenté une technique permettant de contrôler la puissance de sortie de la centrale solaire, afin de fournir de l'énergie en fonction des caractéristiques de la demande. Pour présenter ceci, le modèle de l'usine de référence a été modifié pour inclure un toit collecteur secondaire et tertiaire sous le collecteur principal existant permettant un bon contrôle de la production d'électricité. Une analyse de performance de trois systèmes de centrales solaires à cheminée a été réalisée en étudiant la faisabilité de leurs mises en œuvre dans deux régions algériennes (Constantine, Tamanrasset). Les résultats montrent que la production d'électricité la plus élevée a été réalisée par le système de toit secondaire et tertiaire dans la région de Tamanrasset. La présence de la plante modifie la circulation d'air sous serre et donne naissance à des cellules convectives supplémentaires diminuant ainsi de manière significative la vitesse moyenne dans la serre. En termes de coût d'électricité (kWh), l'inclusion d'un toit collecteur secondaire et tertiaire produit de l'électricité (kWh) moins cher que par les autres systèmes.

Mots clés: Cheminée solaire; Centrale solaire à cheminée; Simulation numérique; Puissance de sortie ; coût d'électricité (kWh).

Summary

In this work, a numerical study of transfer phenomena in an open thermodynamic system has been carried out: application to ecosystems consisting of greenhouse crops such as the collector of a solar chimney (a solar chimney power plant (SCPP)), which consists of to model the climate under greenhouses; taking into account radiative exchanges as well as convective exchanges. For this, the dynamic and thermal field was determined. In all configurations, the studied flows are turbulent and we simulated a two-dimensional axisymmetric model of a SCPP with the RNG turbulence model k-ε. The influence of culture on flow dynamics was also taken into account in the simulations; the dynamic effects of vegetation were simulated from the porous medium approach. The driving force of natural convection is the buoyancy force based on Boussinesq approach. To simulate the radiation-related energy in the thermal balance of each element of the greenhouse system (i.e. wall, ground... etc.), the Radiative Transfer Equation is further solved by the discrete ordinate (DO) method. Numerical simulations were carried out for the prototype geometry in Manzanares, Spain. The simulations were performed using fluid mechanics software (CFD) based on a finite volume discretization scheme. We presented a technique to control the power output of the solar power plant, to provide power according to the characteristics of demand. To present this, the reference plant model has been modified to include a secondary and tertiary collector roof under the existing main collector allowing good control of electricity generation. A performance analysis of three chimney solar power plant systems was conducted by studying the feasibility of their implementation in two Algerian regions (Constantine, Tamanrasset). The results show that the highest electricity generation was achieved by the secondary and tertiary roof system in the Tamanrasset region. The presence of the plant modifies the flow of air in the greenhouse and gives birth to additional convective cells thus significantly reducing the average speed in the greenhouse. In terms of the cost of electricity (kWh), the inclusion of a secondary and tertiary collector roof produces electricity (kWh) cheaper than other systems.

Keywords: Solar chimney; Solar chimney power plant; Numerical simulation; Output power; electricity cost (kWh).