

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE FRERES MENTOURI CONSTANTINE 1
FACULTE DES SCIENCES EXACTES
DEPARTEMENT DE PHYSIQUE

N° de Série:.....

N° d'ordre:.....

THESE

Présentée pour obtenir le diplôme de Doctorat en Sciences en Physique
Spécialité : Physique Energétique

PAR
DJIMLI Samir

THEME

**Etude Numérique du Transfert de Chaleur
en 2D et 3D dans une Centrale à Cheminée
Solaire et Amélioration des Performances**

Soutenue le : 17/11/2020

Devant le jury :

Président	: Toufik BOUFENDI	Pr.	Université Frères Mentouri Constantine 1
Rapporteur	: Abla CHAKER	Pr.	Université Frères Mentouri Constantine 1
Examineurs :	Belkacem DRAOUI	Pr.	Université Tahri Mohamed Bechar
	Abdelkader CHAKER	Pr.	ENP Oran
	Mounir KHIAT	Pr.	ENP Oran
	Yassine KABAR	M.C.A	ENP Constantine

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail

A mes très chers parents

A ma femme et mes enfants, Adem, Noudjoud et

Nada

A mes frères et sœurs

Et à toute ma famille et mes amis

Samir

Remerciements

Je remercie Dieu le tout-puissant de m'avoir donné le courage, la volonté et la patience de mener à terme le présent travail.

*Je voudrais tout d'abord adresser toute ma reconnaissance à ma directrice de thèse, Madame **Abla CHAKER**, Professeur à l'université Frères Mentouri Constantine 1. Je la remercie de m'avoir fait bénéficier de ses compétences scientifiques, ses suggestions pertinentes et sa disponibilité tout le long du travail.*

*Je remercie vivement Monsieur **Toufik BOUFENDI**, Professeur à l'université Frères Mentouri Constantine 1, pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant de présider mon jury de thèse.*

Je tiens à remercier tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'accomplissement de ce travail, et en particulier à :

***Mr Abdelkader CHAKER**, Professeur à l'École Nationale Polytechnique d'Oran*

***Mr Belkacem DRAOUI**, Professeur à l'Université Tahri Mohamed Bechar*

***Mr Mounir KHIAT**, Professeur à l'École Nationale Polytechnique d'Oran*

***Mr Yassine KABAR**, Maître de conférences A à l'École Nationale Polytechnique de Constantine.*

D'avoir bien voulu accepter d'examiner mon travail de thèse de doctorat.

Tous mes remerciements et mon estime à tous mes enseignants et à mes collègues.

Sommaire

Dédicace

Remerciements

Sommaire I

Nomenclature V

Liste des figures VI

Liste des tableaux XI

Introduction Générale 1

Chapitre I : Revue Bibliographique 4

I.1 Présentation d'une centrale à cheminée solaire 5

I.1.1 Introduction 5

I.1.2 Centrale à cheminée solaire 5

I.1.3 Composants de la centrale à cheminée solaire 6

I.1.3.1 Le collecteur 6

I.1.3.2 La Turbine éolienne 7

I.1.3.3 La tour (cheminée) 8

I.1.4 Principe de fonctionnement 9

I.1.5 Système de stockage 10

I.1.6 Avantages et inconvénients de la cheminée solaire 10

I.1.7 Différents projets de la cheminée solaire 11

I.2 Revue bibliographique 14

I.2.1 Etudes de l'implantation d'une cheminée solaire 14

I.2.2 Etudes expérimentales 17

I.2.3 Etudes de l'impact de la géométrie et les problèmes de construction 18

I.2.4 Etudes sur la turbine éolienne 22

I.2.5 Etudes sur le système de stockage de l'énergie 24

I.2.6 Etudes du couplage d'une cheminée solaire avec d'autres systèmes 24

I.2.7 Etudes en 3D 28

I.2.8 Etudes économiques 29

I.2.9 Autres études 29

Chapitre II : Modélisation Mathématique 31

II.1 Introduction 32

II.2 Formulation mathématique 32

II.2.1	Configuration géométrique en 3D	32
II.2.1.1	Equations gouvernantes	33
II.2.1.1.1	Equation de continuité	33
II. 2.1.1.2	Equations de quantité de mouvement	33
II. 2.1.1.3	Equation de l'énergie	34
II.2.1.2	Conditions aux limites	35
II.2.2	Configuration géométrique en 2D dimensionnelle	35
II.2.2.1	Equations gouvernantes	36
II.2.2.1.1	Equation de continuité	36
II. 2.2.1.2	Equations de quantité de mouvement	37
II. 2.2.1.3	Equation de l'énergie	37
II.2.2.2	Conditions aux limites	37
II.2.2.3	Calcul de la puissance	38
II.2.3	Configuration géométrique en 2D adimensionnelle	39
II.2.3.1	Formulation adimensionnelle	40
II.2.3.2	Nombres adimensionnels	41
II.2.3.3	Conditions aux limites	41
II.2.4	Modèle de la turbulence	42
	Chapitre III : Modélisation Numérique	43
III.1	Introduction	44
III.2	Procédure de résolution du problème	44
III.3	Logiciel Gambit	44
III.3.1	Réalisation de la géométrie	44
III.3.2	Réalisation du maillage	47
III.3.3	Définition des conditions aux limites	48
III.4	Logiciel Fluent	50
III.4.1	Cas laminaire	50
III.4.2	Cas turbulent	51
III.4.3	Critères de convergence	51
III.4.4	Schéma de discrétisation	51
III.4.5	Facteurs de sous relaxation	52
	Chapitre IV : Résultats et Discussions	53
IV.1	Introduction	54
IV.2	Validation	54

IV.2.1	Validation avec le prototype de Manzanares	54
IV.2.2	Validation adimensionnelle	55
IV.2.3	Validation avec nos mesures expérimentales	56
IV.3	Etude adimensionnelle	58
IV.3.1	Etude adimensionnelle de la première configuration (la position de la turbine éolienne n'est pas prise en compte)	58
IV.3.1.1	Effet du maillage (première configuration)	58
IV.3.1.2	Effet du nombre de Ra (première configuration)	59
IV.3.1.2.1	Cas du régime laminaire stationnaire (première configuration)	59
IV.3.1.2.2	Cas du régime laminaire instationnaire (première configuration)	64
IV.3.1.2.3	Cas du régime turbulent stationnaire (première configuration)	68
IV.3.1.2.4	Cas du régime turbulent instationnaire (première configuration)	74
IV.3.2	Etude adimensionnelle de la deuxième configuration (la position de la turbine éolienne est prise en compte)	79
IV.3.2.1	Effet du maillage (deuxième configuration)	79
IV.3.2.2	Effet du nombre de Ra (deuxième configuration)	80
IV.3.2.2.1	Cas du régime laminaire stationnaire (deuxième configuration)	80
IV.3.2.2.2	Cas du régime laminaire instationnaire (deuxième configuration)	84
IV.3.2.2.3	Cas du régime turbulent stationnaire (deuxième configuration)	89
IV.3.2.2.4	Cas du régime turbulent instationnaire (deuxième configuration)	93
IV.4	Etude de la possibilité de combiner une centrale à cheminée solaire avec une turbine à gaz	98
IV.4.1	Injection des gaz brûlés à l'entrée du collecteur ($r = 122$ m)	98
IV.4.1.1	Effet du débit massique des gaz brûlés sur les paramètres du collecteur	100
IV.4.1.2	Effet du débit massique des gaz brûlés sur les paramètres de la cheminée (tour)	104
IV.4.2	Injection de gaz brûlés au milieu du collecteur ($r = 61$ m)	106
IV.4.2.1	Effet du débit massique des gaz brûlés sur les paramètres du collecteur	106
IV.4.3	Comparaison des deux cas étudiés	110
IV.4.4	Effet du rayonnement solaire sur le système, cheminée solaire-turbine à gaz	111
IV.5	Etude numérique en 3D	112
IV.5.1	Effet du maillage (3D)	113

IV.5.2	Cas du régime laminaire (3D)	113
IV.5.3	Cas du régime turbulent (3D)	117

Conclusion Générale	124
----------------------------	-----

Références Bibliographiques	127
------------------------------------	-----

المخلص

Abstract

Résumé

Nomenclature

Notations

<u>Notations</u>		<u>Unités</u>
C_p	Capacité spécifique d'air	J/ kg.K
A	Surface	m^2
g	Accélération de la pesanteur	m/s^2
H	Hauteur	m
\dot{m}	Débit massique	kg/s
P	Pression	Pa
p^*	Pression adimensionnelle	-
G	Rayonnement solaire global	W/m ²
\dot{Q}	Chaleur produite	J
ΔP	Chute de pression	Pa
P_e	Puissance	kW
R	Rayon de la cheminée	m
R^*	Rayon de la cheminée adimensionnel	-
r	Coordonnée radiale	m
r^*	Coordonnée radiale adimensionnelle	-
z	Coordonnée verticale	m
z^*	Coordonnée verticale adimensionnelle	-
y	3ème Coordonnée	m
T	Température	K
T^*	Température adimensionnelle	-
ΔT	Différence de température dans le collecteur	K
u	Composante de la vitesse dans la direction r	m/s
u^*	Composante de la vitesse adimensionnelle dans la direction r	-
v	Composante de la vitesse dans la direction z	m/s
v^*	Composante de la vitesse adimensionnelle dans la direction z	-
w	Composante de la vitesse dans la 3ème direction	m/s

Lettres grecques

α	Diffusivité thermique	m^2/s
β	Coefficient de dilatation thermique	1/K
μ	Viscosité dynamique	kg/m.s
ν	Viscosité cinématique	m^2/s
K	Conductivité thermique	W/m.K
ρ	Masse volumique	kg/m ³
η	Rendement	%

Nombres adimensionnels

P_r	Nombre de Prandtl
Ra	Nombre de Rayleigh

Indices

Coll	Collecteur
sc	Cheminée
0	Ambiante
wt	Turbine

Liste des figures

Figure	Page
Chapitre I	
Fig. I.1 : Cheminée solaire de Manzanares	6
Fig. I.2 : Principaux composants d'une cheminée solaire	7
Fig. I.3 : Collecteur	7
Fig. I.4 : Turbines verticales	8
Fig. I.5 : Turbines horizontales	8
Fig. I.6 : Tour d'une cheminée solaire	9
Fig. I.7 : Schéma de fonctionnement de la cheminée solaire	10
Fig. I.8 : Projet de Buronga (Australie)	12
Fig. I.9 : Projet Namibien de la cheminée solaire	13
Fig. I.10 : Centrale à cheminée solaire inclinée	15
Fig. I.11: Production mensuelle moyenne	16
Fig. I.12: Différents angles du toit du collecteur	17
Fig. I.13 : Centrale pilote à cheminée solaire à Hust, Chine	20
Fig. I.14 : Les différentes configurations géométriques étudiées	20
Fig. I.15 : Cheminée solaire avec un collecteur incliné	21
Fig. I.16 : Triangle des vitesses et nomenclature d'une turbine à contre-rotation	22
Fig. I.17 : Modèle de la turbine d'une centrale à cheminée solaire à 5 aubes	24
Fig. I.18 : Schéma d'une centrale géothermique-cheminée solaire	25
Fig. I.19 : Schéma de la tour de refroidissement hybride avec une cheminée solaire	26
Fig. I.20: Schéma d'une centrale à cheminée solaire avec condensation de vapeur d'eau	27
Fig. I.21 : Cheminée solaire pour la production d'électricité et dessalement de l'eau de mer	27
Chapitre II	
Fig. II.1: Géométrie tridimensionnelle de la cheminée solaire	32
Fig. II.2: Géométrie bidimensionnelle de la cheminée solaire	36
Fig. II.3: Géométries du cas adimensionnel	39
Chapitre III	
Fig. III.1 : Procédure de résolution du problème	45
Fig. III.2 : Géométrie 2D sur Gambit	46
Fig. III.3: Géométrie 3D sur Gambit	46
Fig. III.4 : Maillage des lignes pour la géométrie en 2D	47
Fig. III.5 : Maillage de la géométrie en 2D	47
Fig. III.6 : Maillage de la géométrie en 3D	48
Fig. III.7 : Distribution des conditions aux limites en 2D	48
Fig. III.8 : Distribution des conditions aux limites en 3D	49
Chapitre IV	
Fig. IV.1 : Comparaison des isothermes adimensionnelles	55
Fig. IV.2 : La Cheminée solaire construite	56
Fig. IV.3 : Profils de la température le long du collecteur pour la journée du 28/05/2017 à 13h00 (Région Al Aouana Jijel)	57
Fig. IV.4 : Profils de température de l'air le long du collecteur pour différents nombres de nœuds (première configuration)	58

Fig. IV.5: Isothermes pour différents nombres de Ra en régime laminaire (première configuration)	60
Fig. IV. 6 : Lignes de courant et vecteurs de vitesse de l'air pour différents nombres de Ra en régime laminaire (première configuration)	61
Fig. IV.7 : Profils de la vitesse de l'air à l'entrée de la cheminée pour différents nombres de Ra (régime laminaire)	63
Fig. IV.8 : Profils de la vitesse de l'air à la sortie du collecteur pour différents nombres de Ra (régime laminaire)	63
Fig. IV.9 : Profils de la vitesse de l'air à une section $r^* = 30$ du collecteur pour différents nombres de Ra (régime laminaire)	63
Fig. IV.10 : Profils de la température de l'air à la sortie du collecteur pour différents nombres de Ra (régime laminaire)	63
Fig. IV. 11 : Profils de la température de l'air le long du collecteur à une section $z^* = 0,25$ pour différents nombres de Ra (régime laminaire)	63
Fig. IV. 12 : Profils de la température de l'air le long du collecteur pour plusieurs sections à $Ra=1E5$ (régime laminaire)	63
Fig. IV.13 : Variation temporelle de la vitesse maximale de l'air à l'entrée de la cheminée en régime laminaire (première configuration)	64
Fig. IV.14: Isothermes en fonction du temps pour $Ra= 1E5$ (première configuration)	66
Fig. IV.15 : Lignes de courant et vecteurs de vitesse de l'air en fonction du temps pour $Ra= 1E5$ (première configuration)	67
Fig. IV.16 : Variation temporelle du profil de la vitesse de l'air à l'entrée de la cheminée pour $Ra=1E5$	69
Fig. IV.17 : Variation temporelle du profil de la vitesse de l'air à la sortie du collecteur pour $Ra=1E5$	69
Fig. IV.18 : Variation temporelle du profil de la vitesse de l'air à la section $r^*=30$ du collecteur pour $Ra=1E5$	69
Fig. IV.19 : Variation temporelle du profil de la température de l'air à la sortie du collecteur pour $Ra=1E5$	69
Fig. IV.20 : Variation temporelle du profil de la température de l'air à une section $z^*=0,25$ du collecteur pour $Ra=1E5$	69
Fig. IV.21 : Profils de la température de l'air le long du collecteur pour plusieurs sections du collecteur à $t = 30$ s	69
Fig. IV.22 : Isothermes pour différents nombres Ra en régime turbulent (première configuration)	70
Fig. IV.23 : Lignes de courant et vecteurs de vitesse de l'air pour différents nombres de Ra en régime turbulent (première configuration)	71
Fig. IV.24 : Profils de la vitesse de l'air à l'entrée de la cheminée pour différents nombres de Ra (régime turbulent)	73
Fig. IV.25 : Profils de la vitesse de l'air à la sortie du collecteur pour différents nombres de Ra (régime turbulent)	73
Fig. IV.26 : Profils de la vitesse de l'air à la section $r^*=30$ du collecteur pour différents nombres de Ra (régime turbulent)	73
Fig. IV.27 : Profils de la température de l'air à la sortie du collecteur pour différents nombres de Ra (régime turbulent)	73
Fig. IV.28 : Profils de la température de l'air le long du collecteur à une section $z^* = 0,25$ pour différents nombres de Ra (régime turbulent)	73

Fig. IV.29 : Profils de la température de l'air le long du collecteur pour plusieurs sections à $Ra=1,25E+9$ (régime turbulent)	73
Fig. IV.30 : Variation temporelle de la vitesse maximale de l'air à l'entrée de la cheminée en régime turbulent (première configuration)	74
Fig. IV.31 : Isothermes en fonction du temps pour $Ra=1,25E+9$ (première configuration)	75
Fig. IV.32 : Lignes de courant et vecteurs de vitesse de l'air en fonction du temps, pour $Ra =1,25E+9$ (première configuration)	76
Fig. IV.33 : Variation temporelle du profil de la vitesse de l'air à l'entrée de la cheminée pour $Ra =1,25E+9$	78
Fig. IV.34 : Variation temporelle du profil de la vitesse de l'air à la sortie du collecteur pour $Ra =1,25E+9$	78
Fig. IV.35 : Variation temporelle du profil de la vitesse de l'air à une section $r^* =30$ du collecteur pour $Ra =1,25E+9$	78
Fig. IV.36 : Variation du profil de la température de l'air à la sortie du collecteur pour $Ra =1,25E+9$	78
Fig. IV.37 : Variation temporelle du profil de la température le long du collecteur à une section $z^* = 0,25$ pour $Ra =1,25E+9$	78
Fig. IV.38 : Variation du profil de la température le long du collecteur pour plusieurs sections, pour $t = 176$ s et $Ra =1,25E+9$	78
Fig. IV.39 : Profils de température de l'air le long du collecteur pour différents nombres de nœuds (deuxième configuration)	79
Fig. IV.40 : Isothermes pour différents nombres de Ra en régime laminaire (deuxième configuration)	81
Fig. IV.41 : Lignes de courant et vecteurs de vitesse de l'air pour différents nombres de Ra en régime laminaire (deuxième configuration)	82
Fig. IV.42 : Profils de la vitesse de l'air à l'entrée de la cheminée pour les deux configurations ($Ra=5E4$)	83
Fig. IV.43 : Profils de la vitesse de l'air à la sortie du collecteur pour les deux configurations ($Ra=5E4$)	83
Fig. IV.44 : Profils de la vitesse de l'air à une section $r^*=30$ du collecteur pour les deux configurations ($Ra=5E4$)	83
Fig. IV.45 : Profils de la température de l'air à la sortie du collecteur pour les deux configurations ($Ra=5E4$)	83
Fig. IV.46 : Profils de la température de l'air le long du collecteur à une section $z^* = 0,25$ pour les deux configurations ($Ra=5E4$)	83
Fig. IV.47 : Profils de la température de l'air le long du collecteur à une section $z^* = 0,4$ pour les deux configurations ($Ra=5E4$)	83
Fig. IV.48 : Variation temporelle de la vitesse maximale de l'air à l'entrée de la cheminée pour un régime laminaire (deuxième configuration)	84
Fig. IV.49 : Isothermes en fonction du temps pour la deuxième configuration ($Ra=1E+5$)	85
Fig. IV.50 : Lignes de courant et vecteurs de vitesse de l'air en fonction du temps pour la deuxième configuration ($Ra=1E+5$)	86
Fig. IV.51 : Variation temporelle de la vitesse moyenne adimensionnelle de l'air à l'entrée de la cheminée pour les deux configurations	87
Fig. IV.52 : Variation temporelle de la vitesse moyenne adimensionnelle de l'air à la sortie du collecteur pour les deux configurations	87

Fig. IV.53 : Variation temporelle de la vitesse moyenne adimensionnelle de l'air à une section $r^*=30$ du collecteur pour les deux configurations	88
Fig. IV.54 : Variation temporelle de la température moyenne adimensionnelle de l'air à la sortie du collecteur pour les deux configurations	88
Fig. IV.55 : Variation temporelle de la température moyenne adimensionnelle de l'air section $z^* = 0,25$ du collecteur pour les deux configurations	88
Fig. IV.56 : Variation temporelle de la température moyenne adimensionnelle de l'air à une section $z^* = 0,4$ du collecteur pour les deux configurations	88
Fig. IV.57 : Isothermes pour différents nombres de Ra en régime turbulent (deuxième configuration)	89
Fig. IV.58 : Lignes de courant et vecteurs de vitesse de l'air pour différents nombres de Ra en régime turbulent (deuxième configuration)	91
Fig. IV.59 : Profils de la vitesse de l'air à l'entrée de la cheminée pour les deux configurations (Ra=8,2E8)	92
Fig. IV.60 : Profils de la vitesse de l'air à la sortie du collecteur pour les deux configurations (Ra=8,2E8)	92
Fig. IV.61 : Profils de la vitesse de l'air à une section $r^*=30$ du collecteur pour les deux configurations (Ra=8,2E8)	92
Fig. IV.62: Profils de la température de l'air à la sortie du collecteur pour les deux configurations (Ra=8,2E8)	92
Fig. IV.63 : Profils de la température de l'air le long du collecteur à une section $z^* = 0,25$ pour les deux configurations (Ra=8,2E8)	92
Fig. IV.64 : Profils de la température de l'air le long du collecteur à une section $z^* = 0,4$ pour les deux configurations (Ra=8,25E8)	92
Fig. IV.65 : Variation temporelle de la vitesse maximale de l'air à l'entrée de la cheminée pour un régime turbulent (deuxième configuration)	93
Fig. IV.66 : Isothermes en fonction du temps pour la deuxième configuration (Ra=1,29E9)	94
Fig. IV.67 : Lignes de courant et vecteurs de vitesse de l'air en fonction du temps pour la deuxième configuration (Ra=1,29E9)	95
Fig. IV.68 : Variation temporelle de la vitesse moyenne adimensionnelle de l'air à l'entrée de cheminée pour les deux configurations (Ra=1,29E9)	96
Fig. IV.69 : Variation temporelle de la vitesse moyenne adimensionnelle de l'air à la sortie du collecteur pour les deux configurations (Ra=1,29E9)	96
Fig. IV.70 : Variation temporelle de la vitesse moyenne adimensionnelle de l'air à une section $r^*=30$ du collecteur pour les deux configurations (Ra=1,29E9)	97
Fig. IV.71 : Variation temporelle de la température moyenne adimensionnelle de l'air à la sortie du collecteur pour les deux configurations (Ra=1,29E9)	97
Fig. IV.72 : Variation temporelle de la température moyenne adimensionnelle de l'air à une section $z^* = 0,25$ du collecteur pour les deux configurations (Ra=1,29E9)	97
Fig. IV.73 : Variation temporelle de la température moyenne adimensionnelle de l'air à une section $z^* = 0,4$ du collecteur pour les deux configurations (Ra=1,29E9)	97
Fig. IV.74 : Cheminée solaire - Turbine à Gaz	98
Fig. IV.75 : Positions d'injection des gaz brûlés dans le collecteur	99
Fig. IV.76 : Sections utilisées pour tracer les différents profils	99
Fig. IV.77 : Profils de la température du mélange (air-gaz) le long du collecteur à $z= 0,2$ m pour différents débits massiques des gaz brûlés (injection à l'entrée du collecteur)	100

Fig. IV.78 : Profils de la température du mélange (air-gaz) le long du collecteur à $z = 0,9$ m pour différents débits massiques des gaz brûlés (injection à l'entrée du collecteur)	101
Fig. IV.79 : Profils de la température du mélange (air-gaz) le long du collecteur à $z = 1,7$ m pour différents débits massiques des gaz brûlés (injection à l'entrée du collecteur)	101
Fig. IV.80 : Profils de la température du mélange (air-gaz) à la sortie du collecteur pour différents débits massiques des gaz brûlés (injection à l'entrée du collecteur)	102
Fig. IV.81: Profils de la vitesse du mélange (air-gaz) à la sortie du collecteur pour différents débits massiques des gaz brûlés (injection à l'entrée du collecteur)	103
Fig. IV.82 : Variation de la vitesse et de la température du mélange (air-gaz) à la sortie du collecteur en fonction du débit injecté des gaz brûlés (injection à l'entrée du collecteur)	103
Fig. IV.83 : Profils de la vitesse du mélange (air-gaz) à l'entrée de la cheminée pour différents débits massiques des gaz brûlés (injection à l'entrée du collecteur)	104
Fig. IV.84 : Profils de la pression totale au milieu de la cheminée pour différents débits massiques des gaz brûlés (injection à l'entrée du collecteur)	105
Fig. IV.85 : Variation du débit massique du mélange à la sortie de la cheminée et la puissance produite par la centrale en fonction du débit injecté des gaz brûlés (injection à l'entrée du collecteur)	105
Fig. IV.86 : Profils de la température du mélange (air-gaz) le long du collecteur à $z = 0,2$ m pour différents débits massiques des gaz brûlés (injection au milieu du collecteur)	106
Fig. IV.87 : Profils de la température du mélange (air-gaz) le long du collecteur à $z = 0,9$ m pour différents débits massiques des gaz brûlés (injection au milieu du collecteur)	107
Fig. IV.88 : Profils de la température du mélange (air-gaz) le long du collecteur à $z = 1,7$ m pour différents débits massiques des gaz brûlés (injection au milieu du collecteur)	107
Fig. IV.89 : Profils de la température du mélange (air-gaz) à la sortie du collecteur pour différents débits massiques de gaz brûlés (injection au milieu du collecteur)	108
Fig. IV.90 : Profils de la vitesse du mélange (air-gaz) à la sortie du collecteur pour différents débits massiques des gaz brûlés (injection au milieu du collecteur)	109
Fig. IV.91 : Variation du débit massique à la sortie de la cheminée et la puissance produite par la centrale en fonction du débit injecté des gaz brûlés (injection au milieu du collecteur)	109
Fig. IV.92 : Variation de la production d'énergie en fonction du débit massique injecté des gaz brûlés	110
Fig. IV.93 : Variation du débit massique à la sortie de la cheminée en fonction du rayonnement solaire	111
Fig. IV. 94 : Paramètres géométriques (3D)	112
Fig. IV.95 : Géométrie modélisée en 3D	112
Fig. IV.96 : Champs de température pour $Ra=1E5$ (2D et 3D, régime laminaire)	114
Fig. IV.97 : Champs de température pour $Ra=3,76E3$ (3D)	115
Fig. IV.98 : Champs de température pour $Ra=5E4$ (3D)	116
Fig. IV.99 : Champs de température pour $Ra=1E5$ (3D)	118
Fig. IV.100 : Champs de température pour $Ra=1,29E9$ (2D et 3D, régime turbulent)	119
Fig. IV.101 : Champs de température pour $Ra=2,8E8$ (3D)	120
Fig. IV.102 : Champs de température pour $Ra=8,2E8$ (3D)	121
Fig. IV.103 : Champs de température pour $Ra=1,25E9$ (3D)	122

Liste des tableaux

Tableau		Page
Tableau II.1	Conditions aux limites en 3D	35
Tableau II.2	Conditions aux limites dans la configuration 2D dimensionnelle	38
Tableau II.3	Conditions aux limites en 2D adimensionnelle	41
Tableau III. 1	Conditions aux limites pour les deux cas, 2D adimensionnel et 3D	49
Tableau III. 2	Conditions aux limites pour le cas 2D dimensionnel	50
Tableau III. 3	Calcul du nombre de Ra (cas laminaire)	51
Tableau III. 4	Calcul du nombre de Ra (cas turbulent)	51
Tableau III. 5	Les critères de convergence	52
Tableau III .6	Schéma de discrétisation	52
Tableau III .7	Valeurs des facteurs de sous relaxation	52
Tableau IV.1	Validation avec le prototype de Manzanares	55
Tableau IV.2	Optimisation du maillage par le débit (première configuration)	59
Tableau IV.3	Optimisation du maillage par le débit (deuxième configuration)	79
Tableau IV.4	Optimisation du maillage par le débit (3D)	113

Introduction Générale

Introduction Générale

La plupart des pays du monde ont connu une augmentation de la production et de la consommation d'énergie [1], suite à l'évolution rapide de la population et à l'accroissement du développement économique. La production actuelle d'énergie à partir des combustibles fossiles (charbon, gaz et pétrole), dont l'épuisement est proche [2], a un impact nocif sur l'environnement. Par conséquent, il est urgent de développer des technologies utilisant des sources d'énergie renouvelables et propres.

A l'instar de nombreux pays, l'Algérie, consciente des enjeux énergétiques et environnementaux actuels, a lancé en 2011 un programme national de développement des énergies nouvelles et renouvelables et de l'efficacité énergétique qui ambitionne l'installation d'une puissance de près de 12 000 MW sur le marché national et la possibilité d'exportation de 10 000 MW en 2030 [3].

Le potentiel solaire exceptionnel de l'Algérie avec une durée d'ensoleillement de 2 500 à 3 900 heures/an, soit près de 1700 KWh/m² par année au nord et 2263 KWh/m² par année au sud [3] est un atout majeur pour développer les nombreuses applications du solaire.

Dans les régions où l'énergie solaire est largement disponible mais, les vents faibles et/ou instables, les études actuelles ont montré la possibilité d'engendrer un mouvement d'air sous forme de vent artificiel à partir de l'énergie solaire. Cet écoulement de l'air est utilisé pour entraîner une ou plusieurs turbines éoliennes. L'association de ces deux types d'énergie se fait par un dispositif appelé cheminée solaire. C'est une génératrice de puissance électrique à partir de l'énergie solaire, proposée en 1968 par le professeur J. Schlaich de Stuttgart [4]. Elle est constituée de trois composants principaux [5], le collecteur solaire ou la serre, la cheminée ou la tour et la turbine éolienne. L'idée n'est pas tout à fait nouvelle, puisqu'elle a déjà été utilisée par les Romains et les Perses, pour améliorer la ventilation dans les bâtiments et les installations, qui fonctionnent selon le même principe. L'inconvénient majeur de cette technologie relativement simple, réside cependant dans son faible rendement qui se traduit par un coût élevé du kW [6]. De nombreux chercheurs se sont penchés sur la question, néanmoins les différentes possibilités examinées, augmentation des paramètres géométriques [7], choix de sites à fort ensoleillement [8, 9, 10, 11, 12] et amélioration du transfert de chaleur dans le collecteur [13, 14], ne conduisent toujours pas à un prix du kW compétitif à celui issu des énergies conventionnelles.

Aujourd'hui, les regards se tournent vers la combinaison de l'énergie solaire avec d'autres systèmes, à l'exemple de la nouvelle conception proposée par B. Ghorbani et al. [15], qui ont combiné une centrale à vapeur avec une cheminée solaire et une tour de refroidissement, pour augmenter le rendement thermique du cycle de Rankine.

C'est dans ce sens que notre travail de thèse a été orienté, avec pour objectif essentiel, l'amélioration de la productivité à travers la maîtrise du mécanisme de fonctionnement, des phénomènes impliqués et des caractéristiques opérationnelles qui sont les éléments clés pour la conception et l'optimisation de la cheminée solaire,

La thèse est organisée en quatre chapitres, complétés par une introduction et une conclusion générales et des perspectives.

Le premier chapitre est réservé à la présentation d'une centrale à cheminée solaire, et de différents projets réalisés et en cours de réalisation à travers le monde. Le lecteur y trouvera également une revue bibliographique regroupant différentes études théoriques, numériques, et expérimentales sur les phénomènes hydrodynamiques et thermiques impliqués dans le dispositif en question.

Le second chapitre est dédié à la modélisation mathématique en 2D adimensionnelle, 2D dimensionnelle et 3D des phénomènes précités. Pour chaque configuration, les équations régissant l'écoulement dans la cheminée (équations différentielles aux dérivées partielles de continuité, de Navier-Stokes et de l'énergie), les hypothèses et approximations qui permettent de simplifier le modèle ainsi que les conditions initiales et aux limites, sont exposées. Le modèle de la turbulence ainsi que les équations utilisées pour déterminer la puissance produite, sont également présentés.

Les différentes étapes de la modélisation numérique qui a été entreprise à l'aide des logiciels Gambit et Fluent, qui permettent de réduire le temps de calcul et d'avoir des résultats avec une grande précision, font l'objet du troisième chapitre. La construction de la structure de base sur le logiciel Gambit, le maillage et les conditions aux limites sont détaillés.

Le dernier chapitre regroupe les résultats obtenus des différents cas étudiés. Il est divisé en trois grandes parties, une première qui concerne l'étude adimensionnelle en 2D de deux configurations géométriques différentes, afin d'étudier l'effet de l'intégration de la position de la turbine sur les différents paramètres d'écoulement et sur le transfert de chaleur. La seconde est

relative à l'étude de la possibilité de coupler une cheminée solaire avec une turbine à gaz, par l'injection des gaz brûlés au niveau du collecteur et la troisième partie porte sur une étude tridimensionnelle pour les deux régimes d'écoulement laminaire et turbulent afin de montrer l'influence de la troisième direction.

Une conclusion générale, et quelques perspectives complètent le travail.

CHAPITRE I

Revue Bibliographique

I.1 Présentation d'une centrale à cheminée solaire

I.1.1 Introduction

Le premier chapitre de la thèse comporte deux parties. La première est réservée à la présentation d'une centrale à cheminée solaire. Dans la seconde, le lecteur y trouvera une revue bibliographique approfondie, en rapport avec l'objet de notre travail, qui lui permettra de comprendre les phénomènes hydrodynamiques et thermiques impliqués dans cette installation.

Rappelons qu'une centrale à énergie renouvelable est destinée à la production de l'électricité à partir du rayonnement solaire à basse température. Les trois éléments principaux constituant cette dernière sont le collecteur, la tour (cheminée) et la turbine. Le principe de fonctionnement est basé sur la convection naturelle. Si l'avantage d'une telle installation est le dispositif de stockage d'énergie qui permet au système de fonctionner 24h/24h, son inconvénient majeur réside dans le rendement qui reste faible, malgré les dernières avancées technologiques [15]. Plusieurs projets ont été lancés à travers le monde, mais seuls deux projets ont été réalisés (en Espagne et en Chine).

I.1.2 Centrale à cheminée solaire

C'est une technologie qui s'inscrit parfaitement dans le durable [5]. L'idée est basée sur l'exploitation de l'énergie cinétique des mouvements de la convection naturelle de l'air chauffé par le soleil, pour la production de l'énergie électrique. La centrale à cheminée solaire est composée essentiellement d'un capteur solaire (collecteur), d'une cheminée ou la tour, et d'une turbine éolienne.

Le premier prototype de la cheminée solaire a été construit en 1981 (Fig.I.1) à Manzanares en Espagne par l'ingénieur allemand Jörg Schlaich, et a servi jusqu'en 1989 [5].



Fig. I.1 : Cheminée solaire de Manzanares [5]

I.1.3 Composants de la centrale à cheminée solaire

La figure (I.2) illustre les principaux composants :

I.1.3.1 Le collecteur

Cet élément sert à produire l'air chaud par effet de serre. Il peut être en verre ou en plastique, d'une hauteur de 2 à 6 mètres et un diamètre de 220 m à 1 km (Fig.I.3). L'utilisation du verre pour le toit du collecteur est privilégiée, dans la mesure où elle conduit à un meilleur rendement [5].

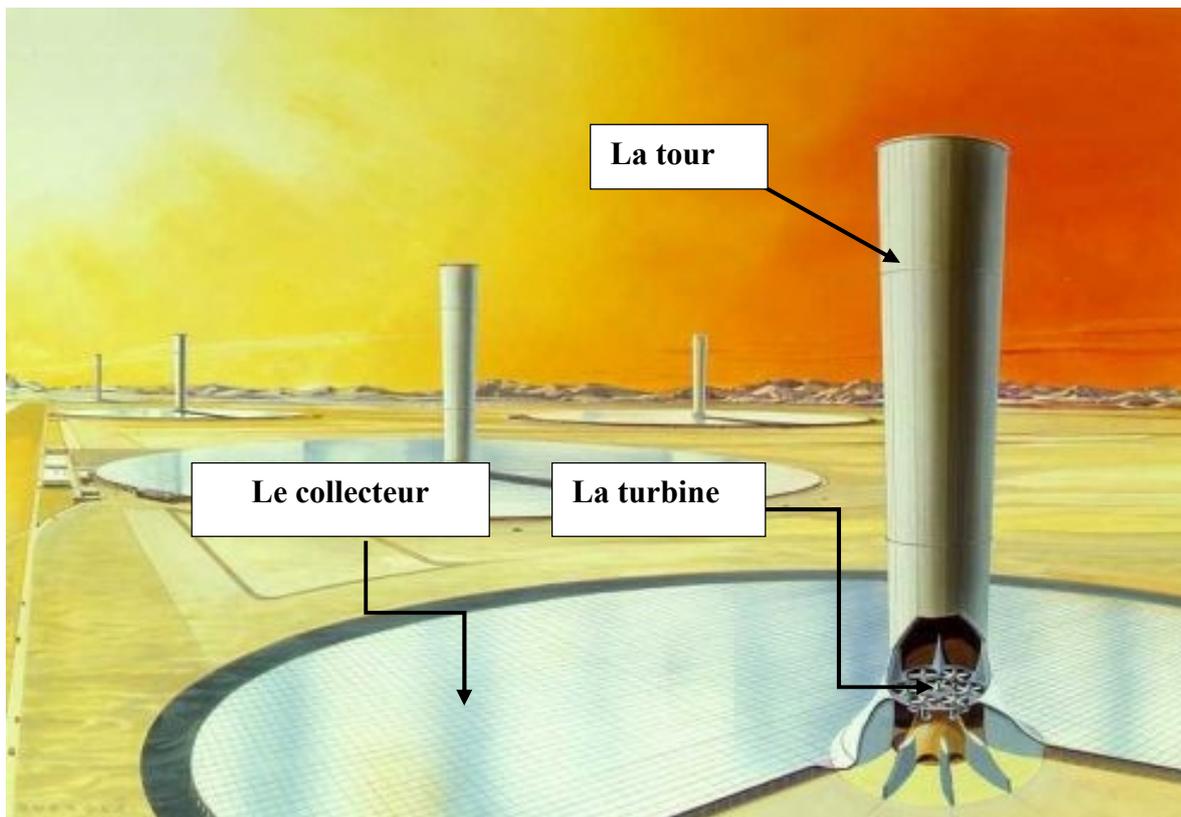


Fig. I.2 : Principaux composants d'une cheminée solaire [5]



Fig. I.3 : Collecteur [5]

I.1.3.2 La turbine éolienne

Ce dispositif rotatif est destiné à utiliser l'énergie cinétique de l'air en mouvement, pour faire tourner les aubes de la turbine. Il convertit l'énergie cinétique en mécanique pour entraîner un générateur qui produit l'électricité [5].

Les turbines sont placées, soit horizontalement dans le collecteur, soit verticalement dans la cheminée (Fig.I.4 et Fig.I.5). Il est à noter que l'emplacement des turbines est toujours à la base de

la cheminée où la vitesse d'écoulement de l'air est la plus élevée, et ce pour transformer le maximum d'énergie cinétique en énergie mécanique.



Fig. I.4 : Turbines verticales [5]

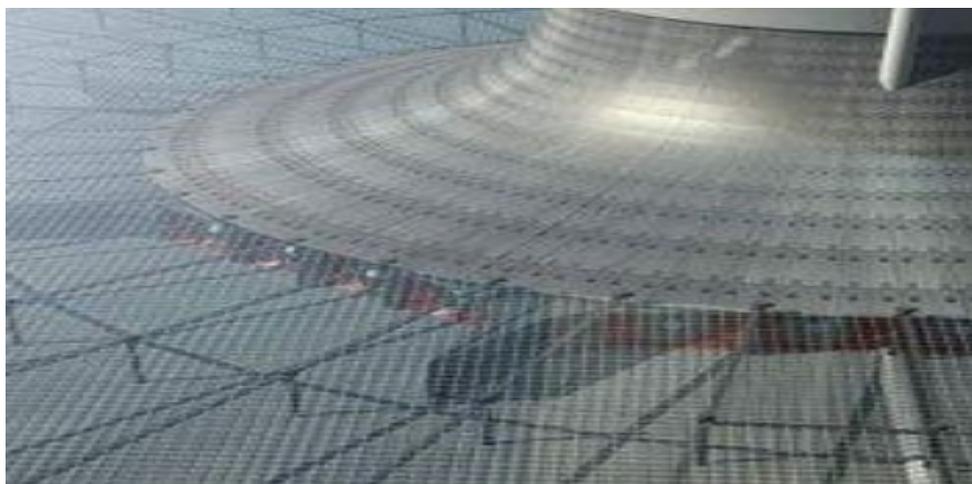


Fig. I.5 : Turbines horizontales [16]

I.1.3.3 La tour (cheminée)

Partie également importante de la cheminée solaire, la tour est placée au centre du collecteur et agit comme un tube de pression (ou une machine thermique).

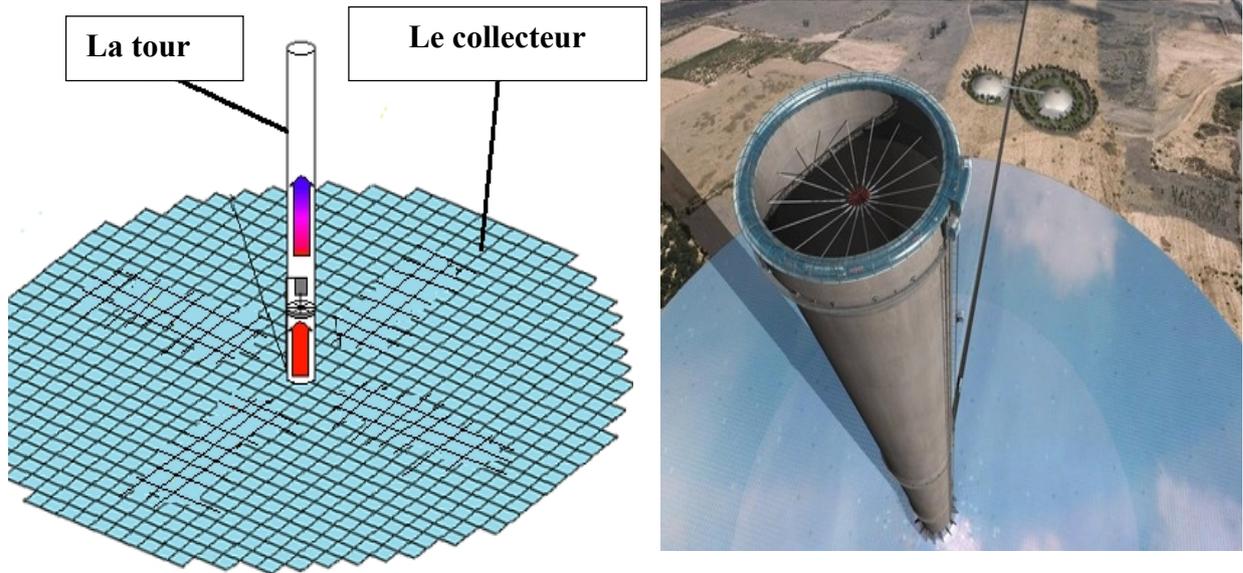


Fig. I.6 : Tour d'une cheminée solaire [5,17]

La hauteur de la cheminée joue un rôle très important pour la production d'énergie. En effet l'efficacité de la cheminée ne dépend pas de la température de l'air entrant, mais de la différence de température entre l'entrée et la sortie de la tour. Elle est directement proportionnelle au ratio entre la hauteur de la cheminée et la température extérieure (température ambiante).

Deux types de cheminées sont principalement utilisées, celles qui sont autoportées (construites en dur, béton ou acier) et les cheminées haubanées (structures plus légères constituées de tubes habillés) [5].

I.1.4 Principe de fonctionnement

L'air chauffé par effet de serre, dans le collecteur (ouvert à la périphérie pour introduire l'air frais), s'élève en haut d'une cheminée située au centre de ce dernier. Une turbine éolienne à la base de la cheminée est mise dans la trajectoire de l'écoulement de l'air pour convertir l'énergie cinétique de celui-ci en énergie mécanique, et le générateur entraîné par la turbine convertit l'énergie mécanique en énergie électrique [17].

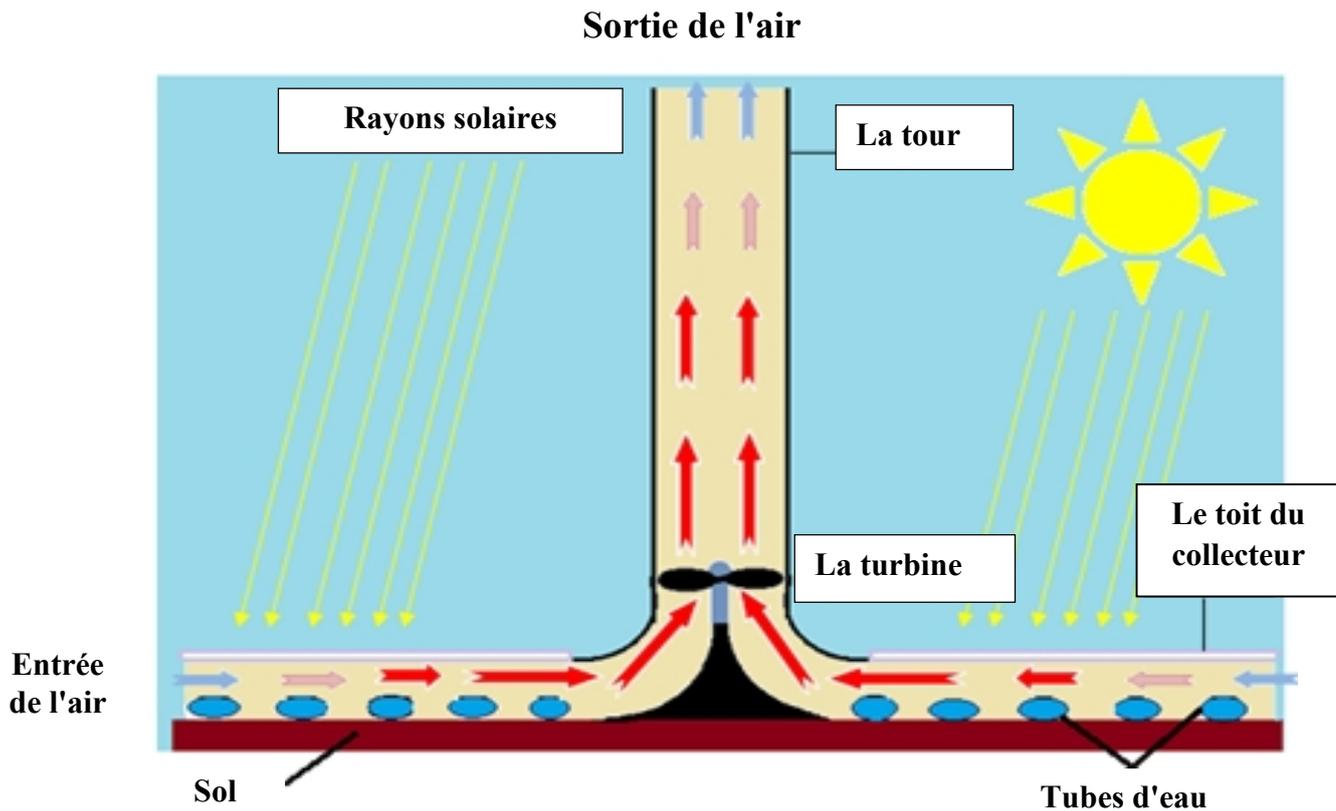


Fig. I.7 : Schéma de fonctionnement de la cheminée solaire [17]

I.1.5 Système de stockage

La production d'électricité est étroitement liée à la disponibilité du rayonnement solaire. Un système de stockage d'énergie est utilisé, pour assurer le fonctionnement en continu (24h/24) et améliorer le rendement. Plusieurs méthodes de stockage d'énergie sont envisagées, des tubes noirs remplis d'eau (la capacité calorifique de l'eau est cinq fois supérieure à celle du sol) sont placés sur le sol (Fig I.7), une partie du rayonnement solaire est stockée dans les tubes d'eau sous forme de chaleur sensible. Cette dernière est libérée pendant la nuit quand l'air dans le collecteur commence à se refroidir. Les tubes peuvent être remplacés par du sable ou des galets, qui ont un pouvoir de stockage de chaleur très important.

I.1.6 Avantages et inconvénients d'une centrale à cheminée solaire

➤ Les avantages

Nous pouvons citer notamment :

- Fonctionnement continu (24 h/24), en utilisant uniquement l'énergie solaire grâce au système de stockage.
- Construction simple, nécessitant peu d'entretien.

- Aucune émission de gaz à effet de serre.
- Coût d'exploitation faible.
- Aucun besoin d'eau de refroidissement, ce qui est fort avantageux dans les pays ensoleillés où le problème de l'eau potable se pose.
- Disponibilité des matériaux principaux pour la construction de la cheminée solaire, (béton et verre).

➤ **Les inconvénients**

Nous avons relevé principalement :

- Coût d'investissement élevé
- Rendement variable.
- Surface occupée par le collecteur très importante.

I.1.7 Différents projets de la cheminée solaire

On recense principalement :

✓ **La cheminée solaire de Manzanares (Espagne)**

C'est le premier prototype dans le monde. Il a été construit en 1982, sur le site de Manzanares, sous la direction de l'ingénieur allemand Jörg Schlaich. Ce projet a été financé par le ministère allemand de la recherche. La cheminée est de type cylindrique avec une puissance de 50 kW. Elle a fonctionné entre 1982 et 1989, puis arrêtée par la suite à cause du coût du kilowattheure qui était cinq fois plus élevé, que celui d'une centrale thermique classique.

Les principales spécifications du projet sont [17] :

- Une cheminée de 194.6 m de hauteur et d'un rayon moyen de 5.08 m.
- Un collecteur d'un rayon moyen de 122 m et d'une hauteur comprise entre 1.85 et 3.7 m.
- La vitesse de l'air dans la cheminée est égale à 15 m/s (54 km/h).
- L'augmentation de la température dans le collecteur est de 20 °C.
- Une turbine avec quatre pales.
- La puissance électrique produite est de 50 kW.
- Un collecteur composé d'une partie en plastique de 40 000 m² et d'une partie en verre de 6 000 m².

✓ La cheminée solaire de Buronga (Australie)

Ce projet a été développé par la société Enviromission [16]. La tour est également de type cylindrique, avec une puissance de production égale à 200 MW (Fig.I.8). Il s'agit d'un des projets les plus ambitieux de la planète pour la production d'énergie d'origine renouvelable. Les centrales solaires existantes ou en projet sont généralement de l'ordre de 10 MW, soit 20 fois moins.

Les principales spécifications du projet sont :

- Une cheminée de 990 m de hauteur et d'un rayon de 35 m.
- Un collecteur de 7 km de diamètre.
- Une vitesse de l'air dans la cheminée égale à 15 m/s (54 km/h).
- Une température de l'air chauffé dans la cheminée de 70 °C.
- 32 turbines.
- Une puissance électrique produite égale à 200 mégawatts.



Fig. I.8 : Projet de Buronga (Australie) [16]

✓ Le projet de Jinshawan (Chine)

Il s'agit d'un système de centrale électrique à cheminée solaire, dans la région de Jinshawan, ville de Wuhai en Chine. La cheminée solaire a été mise en service, le 10 décembre 2010, avec une puissance de production de 200 kW, qui peut fournir 400.000 kWh /an [17].

✓ **Le projet de Ciudad Real (Espagne)**

Les travaux de ce projet de tour solaire ont débuté en 2010 dans la ville de Ciudad Real en Espagne, par une entreprise espagnole en collaboration avec la compagnie allemande Schlaich Bergermann [17].

Les principales spécifications du projet sont :

- Une cheminée de 750 m de haut.
- Un collecteur de 3 km de diamètre, couvrant 350 hectares, dont 250 hectares pouvant être utilisés pour la culture de légumes sous serre.
- Une vitesse de l'air dans la cheminée de 43 km/h.
- Une puissance de 40 MW.
- Coût du projet de 240 millions d'euros.

✓ **Le projet Namibien**

Ce projet fut proposé par une équipe de chercheurs de l'université de Stallend Boch en Afrique du sud (Fig.I.9).

Les principales spécifications du projet sont [17] :

- Une tour de hauteur 1.5 km et de diamètre 280m.
- Un collecteur de 7 km de diamètre.
- Une puissance électrique produite de 400 mégawatts.
- Un coût d'investissement d'un milliard de dollars.



Fig. I.9 : Projet Namibien de la cheminée solaire [17]

I.2 Revue bibliographique

Une recherche bibliographique approfondie nous a permis de recenser plusieurs études sur les cheminées solaires. Les auteurs ont examiné différents éléments afin d'améliorer les performances. Des modifications sur la forme du collecteur, de la cheminée et de la turbine ont été envisagées. En parallèle un intérêt a été porté à l'écoulement de l'air et au transfert de chaleur pour comprendre les phénomènes hydrodynamique et thermique impliqués. Nous présentons dans ce qui suit un ensemble de travaux qui permettront au lecteur d'avoir une vision globale sur les avancées de cette technologie.

I.2.1 Etudes de l'implantation d'une cheminée solaire

A. Asnaghi et al [9] se sont penchés sur l'étude de la possibilité de l'implantation d'une centrale à cheminée solaire, dans 12 régions situées au centre de l'Iran. Les résultats obtenus montrent que les centrales solaires à cheminée pourraient produire mensuellement 10 à 28 MWh, d'énergie électrique. Selon les auteurs, cette production d'énergie serait suffisante pour répondre aux besoins des zones rurales situées en Iran.

Y. J. Dai et al [10] ont mené une étude sur l'influence de plusieurs paramètres (hauteur de la cheminée, diamètre du collecteur, rayonnement solaire et rendement de la turbine) sur les performances d'une centrale à cheminée solaire. Cette centrale est utilisée pour fournir de l'énergie électrique aux villages du nord-ouest de la Chine. Les résultats ont montré qu'une centrale de 200 m de hauteur de la cheminée, avec un diamètre de 10 m et un collecteur de 500 m de diamètre, est capable de produire une moyenne mensuelle de 110 à 190 kW d'énergie électrique pendant toute l'année.

S. Djimli et al [11] ont examiné la possibilité de l'implantation d'une centrale à cheminée solaire dans la région de M'Sila (Algérie), dont le potentiel solaire est de 1200 W/m². L'analyse des performances d'une cheminée solaire ayant des caractéristiques similaires au prototype de Manzaneres (Espagne) a démontré qu'elle pourrait produire 39 à 72 kW, qui servirait à alimenter en électricité, 390 à 720 habitations. En outre les auteurs [12] ont mené une deuxième investigation sur la possibilité d'implantation d'une centrale à cheminée solaire à travers le territoire national de l'Algérie. Quatre régions potentielles ont été choisies (Alger, Batna, Bechar et Ghardaia). Les résultats obtenus ont montré que la production d'énergie électrique est quasiment la même dans toutes les régions pendant le printemps et l'été. Cependant, pour les autres saisons, la production dans les régions du sud (Bechar et Ghardaia) est meilleure.

En 2011, F. Cao et al [18] ont procédé à l'étude de la conception d'une cheminée solaire inclinée (Fig. I.10), qui devrait fournir de l'électricité pour les villages reculés du Nord-ouest de la Chine (ville de Lanzhou). L'installation étudiée, dans laquelle la hauteur et le rayon de la cheminée sont respectivement 252,2 m et 14 m, le rayon et l'angle du collecteur solaire de 607,2 m et de 31° , est conçue pour produire une puissance moyenne mensuelle de 5 MW, pendant toute l'année. En outre, les auteurs ont montré que la centrale a de meilleures performances au printemps et en automne, mais que le rendement global est faible. Dans un autre travail, ces auteurs [19] ont étudié l'influence de la pente d'inclinaison du collecteur ainsi que l'effet de la latitude sur la production énergétique en Chine. Ils ont noté que l'augmentation de l'angle du collecteur conduisait à l'amélioration du rendement en hiver, mais entraînait une performance inférieure en été. L'étude a montré également que l'implantation des centrales dans les régions de haute latitude du nord-ouest de la Chine est envisageable.

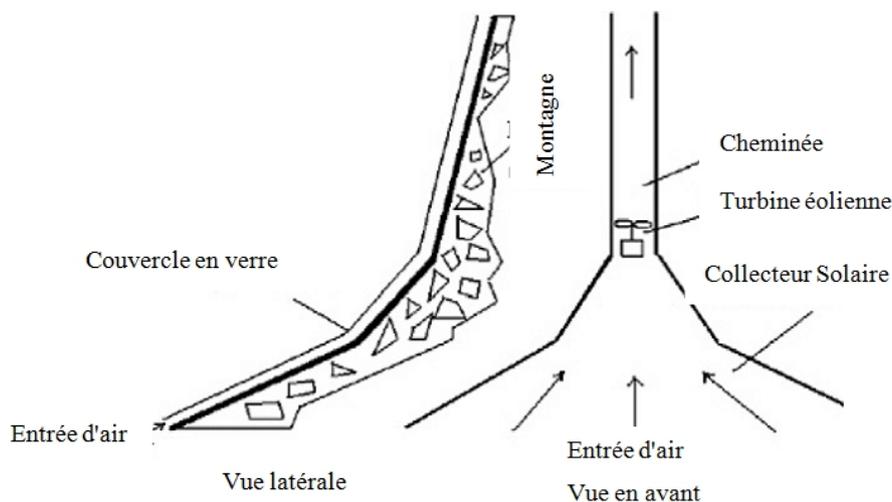


Fig. I.10 : Centrale à cheminée solaire inclinée [18]

En utilisant l'équation de Bernoulli simplifiée combinée avec la statique des fluides et l'équation des gaz parfaits, M. O. Hamdan [20] a développé un modèle thermodynamique simplifié pour analyser la performance d'une cheminée solaire installée dans la région du Golf. L'auteur a conclu qu'une centrale avec une hauteur de la cheminée de 500 m et un diamètre du collecteur de 1000 m, produirait une puissance au cours de l'été, supérieure à la demande d'énergie dans la région du Golf.

S. Larbi et al [21] ont présenté l'analyse de la performance d'une centrale électrique à cheminée solaire qui devrait fournir l'énergie électrique aux villages situés dans la région sud-ouest de l'Algérie. Les résultats obtenus montrent que la centrale de la cheminée solaire peut produire 140 à 200 kW d'électricité (Fig. I.11), qui suffirait à répondre aux besoins des zones isolées dans la région d'Adrar.

L'analyse de l'implantation d'une centrale à cheminée solaire au niveau de la région méditerranéenne a été entreprise par S. Nizetic et al [22]. Deux sites géographiques Split et Dubrovnik (en Croatie) ont été choisis. Les auteurs ont développé un modèle simplifié pour calculer l'énergie électrique produite. Les calculs effectués ont démontré qu'une cheminée solaire implantée dans ces régions avec une hauteur de cheminée de 550 m et un diamètre du collecteur de 1250 m produirait une puissance de 2,8 à 6,2 MW.

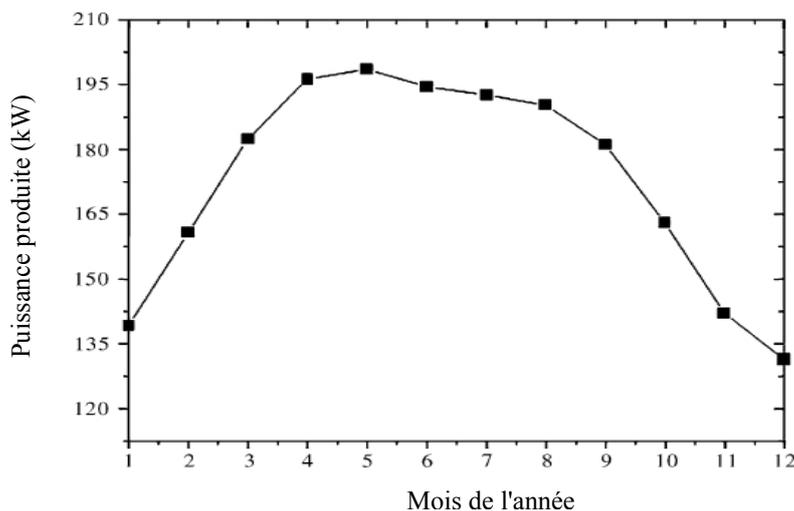


Fig. I.11: Production mensuelle moyenne [21]

C. O. Okoye et al [23] ont étudié la faisabilité technique de l'installation d'une centrale électrique à cheminée solaire dans la région nord en Turquie, pour différentes valeurs, de la section du collecteur et de hauteur de la cheminée. La méthode utilisée a été validée avec les résultats expérimentaux du prototype de Manzanares. Les auteurs ont montré qu'une cheminée solaire qui produirait une capacité de 30 MW, pourrait répondre aux besoins annuels en électricité de plus de 22 128 logements, sans impact environnemental important, des gaz à effet de serre.

L'étude de l'implantation d'une centrale à cheminée solaire dans cinq villes situées au sud et au centre de l'Iran (Abadan, Arak, Téhéran, Yazd et Zanzan) a été menée par R. Sangi [24]. L'auteur a montré qu'une centrale solaire à cheminée d'une hauteur de cheminée de 350 m et d'un diamètre

de collecteur de 1000 m est capable de produire une puissance électrique mensuelle moyenne de 1 à 2 MW.

X. Zhou et al [25] ont proposé la construction d'une centrale à cheminée solaire dans le plateau Qinghai-Tibet (chine), caractérisé par un rayonnement solaire direct élevé, pour desservir les lignes de chemin de fer locales. Les auteurs ont trouvé que la production énergétique est deux fois plus importante dans cette région que dans les autres sites.

I.2.2 Etudes expérimentales

Une étude expérimentale et numérique afin d'évaluer la performance d'une centrale à cheminée solaire en fonction de l'angle du toit du collecteur ($\beta = -1,5^\circ$, $\beta = -1^\circ$, $\beta = 0^\circ$ et $\beta = 1^\circ$) a été menée par A. Ayadi et al [26]. Les auteurs ont conclu que pour un angle négatif (Fig. I.12), la vitesse de l'air augmente positivement.

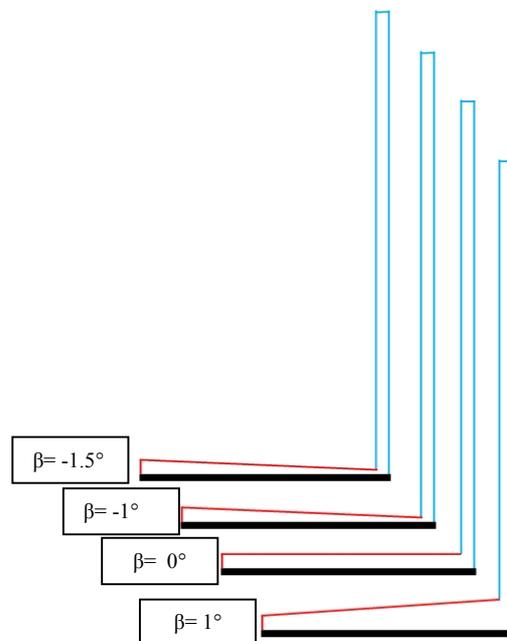


Fig. I.12: Différents angles du toit du collecteur [27]

Pour évaluer l'influence des dimensions géométriques sur la production énergétique, d'une centrale à cheminée solaire, une étude complète (analytique et numérique) sur les performances d'une cheminée solaire pilote, installée au niveau de la région de Kerman (Iran) a été entreprise par E. Gholamalizadeh et al [27]. Le modèle numérique a été validé avec les données expérimentales de deux prototypes, ceux de Manzanares et de Kerman (nouvelle cheminée solaire pilote). Les résultats ont montré que le diamètre de la tour est la dimension la plus influente de la structure.

Des relations entre les principaux paramètres physiques (température, puissance et coût d'investissement) de la centrale pilote de Manzanares ont été proposées par Haaf et al [28]. Ce qui a permis aux auteurs d'affirmer qu'une production pouvant atteindre les 400 MW pourrait être, obtenue à grande échelle avec ces centrales. Dans un autre travail, W. Haaf [29] a comparé les résultats d'essais préliminaires de la cheminée solaire pilote de Manzanares avec ceux d'une modélisation numérique. L'auteur a noté un bon accord entre les deux.

Pour étudier expérimentalement l'effet du climat sur le rendement, A. B. Kasaeian et al [30] ont procédé à la conception et à la fabrication d'une cheminée solaire pilote avec un collecteur de 10 m de diamètre et une cheminée d'une hauteur de 12 m. Les mesures réalisées pendant deux jours, une journée froide (température ambiante 12°C) et une journée chaude, (température ambiante 34°C), montrent qu'avant le lever du soleil, l'écoulement se dirige de la cheminée vers le collecteur, puis au fur et à mesure que le rayonnement augmente, l'écoulement de l'air est inversé et une stabilité est constatée.

A. Koonsrisuk et al [31] ont proposé des variables sans dimension pour étudier expérimentalement l'écoulement de l'air dans une cheminée solaire à petite échelle pour deux fluides (eau et air). Une validation numérique des variables sans dimension proposées a été effectuée. Les résultats obtenus par CFD montrent que les paramètres physiques (température, pression et vitesse) sont identiques à ceux enregistrés par le prototype, tel que suggéré par les auteurs.

Une installation expérimentale pilote d'une cheminée solaire avec un diamètre du collecteur de 10 m et une hauteur de cheminée de 8 m, a été construite par X. Zhou et al [32] (Fig. I.13). L'objectif est de mesurer la température le long du collecteur. Une différence de température entre la sortie et l'entrée du collecteur de 24,1 K a été enregistrée. Cette valeur est suffisante pour générer un écoulement d'air dans le collecteur.

I.2.3 Etudes de l'impact de la géométrie et les problèmes de construction

Une étude analytique et numérique de l'écoulement de l'air à l'intérieur d'une cheminée solaire a été menée par C. B. Maia et al [7]. Les auteurs ont montré que la hauteur et le diamètre de la tour sont les variables physiques clés pour la conception de la cheminée solaire.

T. Chergui et al [13] ont développé un code numérique de CFD pour étudier l'influence de paramètres géométriques et opérationnels dans une cheminée solaire à travers la variation du nombre de Rayleigh. Les auteurs ont trouvé une stabilité des écoulements pour les nombres de Rayleigh inférieurs à 10^6 . Au-delà de cette valeur, des perturbations apparaissent le long du collecteur.

Un modèle analytique et numérique qui décrit la performance des cheminées solaires a été élaboré par M. D. S. Bernardes et al [33]. Ce modèle permet d'estimer la puissance d'une part et d'examiner l'effet de diverses conditions ambiantes et dimensions structurelles sur la puissance produite, d'autre part. Les auteurs ont montré que pour la conception des cheminées solaires, la hauteur de la cheminée, le coefficient de chute de pression dans la turbine, le diamètre et les propriétés optiques du collecteur sont les paramètres les plus importants.

L'importance du choix du site géographique pour la construction d'une cheminée solaire a été démontrée par E. Bilgen et al [34]. Il apparaît clairement que les régions à latitude élevée doivent être évitées. En effet la production de puissance dans ces régions est diminuée de près de 15% par rapport aux emplacements situés au sud, avec un champ de collecteurs horizontal.

Un nouveau modèle thermique mathématique pour l'écoulement de l'air en régime permanent à l'intérieur d'une centrale à cheminée solaire a été proposé par M. O. Hamdan [35], en utilisant l'équation de Bernoulli modifiée avec l'effet de flottabilité et l'équation des gaz parfaits. Les résultats montrent que la hauteur de la cheminée, le rayon du collecteur, le rayonnement solaire et la position de la turbine sont les paramètres que l'on doit essentiellement prendre en compte pour la conception des cheminées solaires.

S. Hu et al [36] ont examiné de manière détaillée l'effet de la géométrie des cheminées divergentes (Fig. I.14) sur la performance d'une cheminée solaire, afin de mettre en exergue leurs caractéristiques hydrodynamiques. Les résultats ont indiqué que la tendance de la performance des cheminées divergentes est parabolique, lors de l'augmentation du rapport des deux sections de la cheminée. Cependant, la puissance de sortie des configurations de la cheminée étudiée dépasse de 10 à 100 fois, celles des cheminées cylindriques

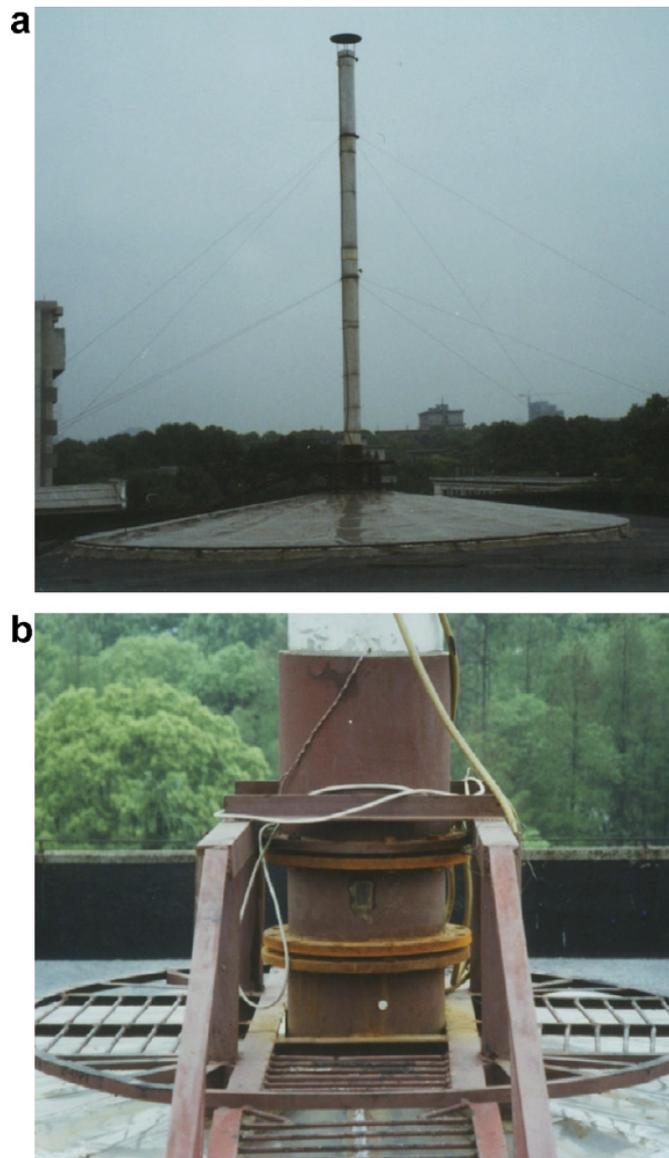


Fig. I.13 : Centrale pilote à cheminée solaire à Hust, Chine : (a) Vue générale de la cheminée solaire, (b) Turbine installée à la base de la cheminée solaire [32]

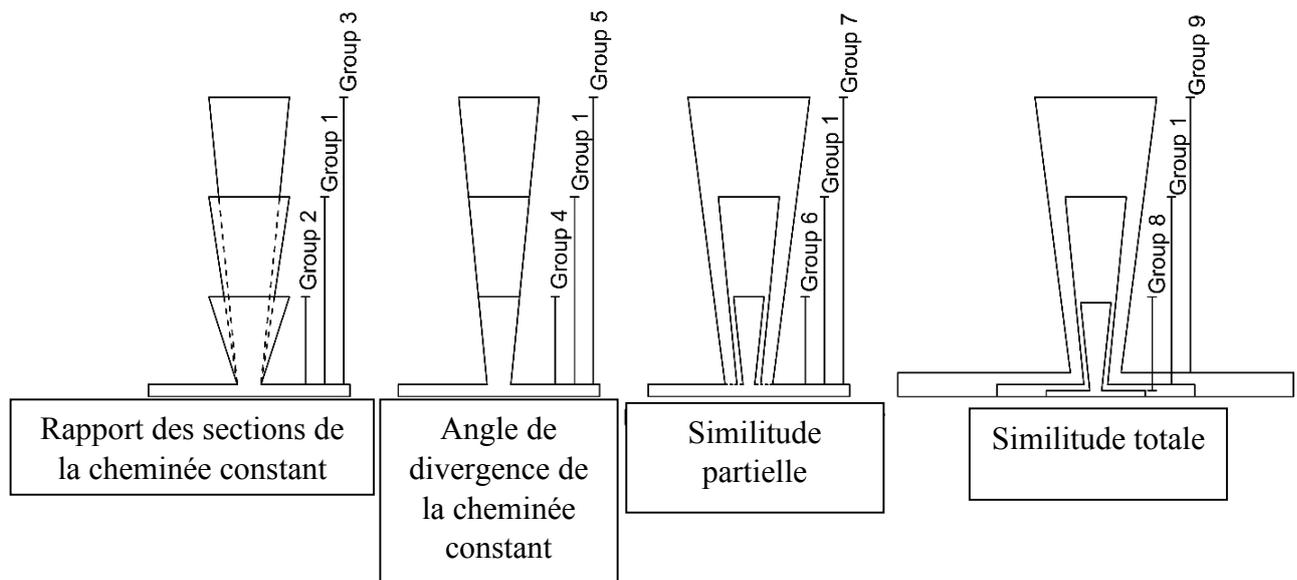


Fig. I.14 : Les différentes configurations géométriques étudiées [36]

A. Koonsrisuk et al [37] se sont penchés sur l'obtention d'une similarité dynamique complète entre un prototype et leurs modèles numériques. L'étude a montré que pour atteindre les mêmes paramètres physiques (température, pression, vitesse, etc.), la hauteur du toit doit être réduite entre le prototype et les modèles numériques, alors que toutes les autres dimensions restent similaires à celles du prototype.

Dans l'objectif d'améliorer les performances des centrales à cheminée solaire, A. Koonsrisuk et al [38], ont développé un modèle mathématique, qui prend en compte différents paramètres (hauteur / rayon, débit massique maximal et puissance maximale). Les auteurs ont constaté que la puissance produite par unité de surface est proportionnelle aux dimensions de la centrale.

L'effet de la forme du collecteur (Fig. I.15) sur les performances d'une cheminée solaire a été examiné par A. Koonsrisuk [39]. L'auteur a montré que le rapport entre les sections d'entrée et de sortie du collecteur doit être supérieur à l'unité pour éviter tout problème de retour de fluide. Le collecteur incliné peut fonctionner comme une cheminée et la hauteur de la cheminée peut être réduite, ce qui conduirait à un coût moindre de la construction.

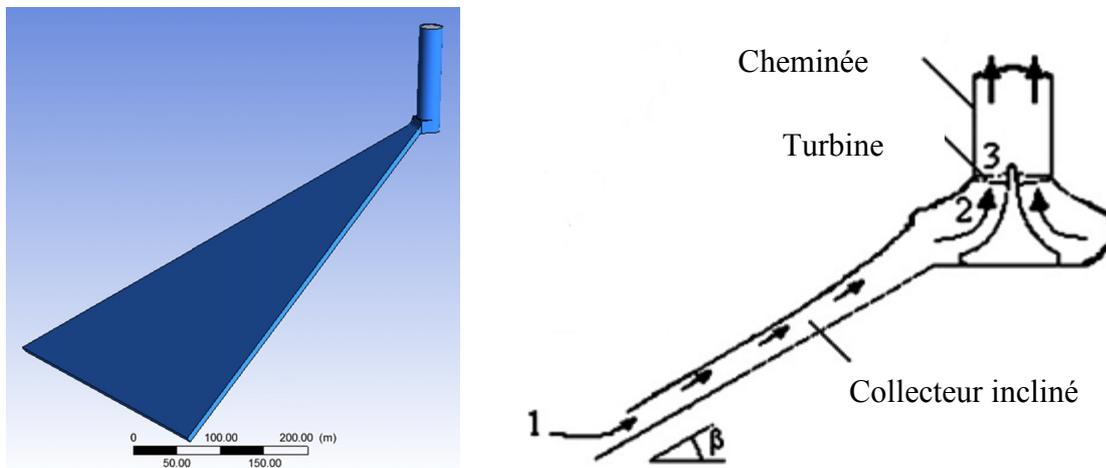


Fig. I.15 : Cheminée solaire avec un collecteur incliné [39]

S. V. Panse et al [40] ont traité le problème lié à la construction de la tour dans une centrale à cheminée solaire qui exige des techniques d'ingénierie très complexes. Ils proposent d'adopter une géométrie inclinée le long du versant d'une montagne, de hauteur importante, pour rendre la structure stable. Un modèle mathématique a été développé sur la base des bilans énergétiques. Les résultats ont démontré que les vents extérieurs améliorent la puissance cinétique de l'air à l'intérieur de la cheminée (exploitation de l'énergie éolienne disponible au sommet de la montagne).

Une étude numérique de l'effet des paramètres géométriques sur les performances d'une centrale à cheminée solaire a été menée par S. K. Patel et al [41]. L'objectif de ce travail était d'optimiser la géométrie des composants principaux de la CCS, ainsi que l'amélioration des caractéristiques d'écoulement de l'air à l'aide du logiciel ANSYS-CFX. La hauteur de la cheminée et le diamètre du collecteur ont été gardés constants. La surface d'entrée du collecteur, les diamètres de la sortie du collecteur et de la cheminée sont variés. Les résultats obtenus montrent que la configuration optimale est celle d'une tour avec un angle de divergence de 2° , et un diamètre de 0,25 m, une ouverture du collecteur de 0,05 m et un diamètre de sortie de ce dernier de 1 m.

I.2.4 Etudes sur la turbine éolienne

G. Xu et al [6] ont analysé l'influence des deux paramètres (rayonnement solaire et chute de pression à travers la turbine) sur le transfert de chaleur, le débit massique, la puissance et l'énergie perdue dans une centrale à cheminée dotée d'une turbine. Les auteurs ont montré que lorsque le rayonnement solaire est de 600 W/m^2 et un rendement de la turbine de 80%, la production de puissance peut atteindre les 120 kW. Par ailleurs, ils ont montré qu'un grand débit massique circulant à travers la cheminée solaire est la cause essentielle de la perte d'énergie dans le système.

Afin d'étudier la performance des turbines à contre rotation (Fig. I.16) dans une centrale à cheminée solaire, un modèle a été développé par F. Denantes et al [42]. Les auteurs ont utilisé plusieurs équations (rendement, bilan énergétique et rayonnement solaire) pour évaluer la production annuelle d'énergie. Ils ont montré que le rendement des turbines à contre rotation est meilleur avec un débit important.

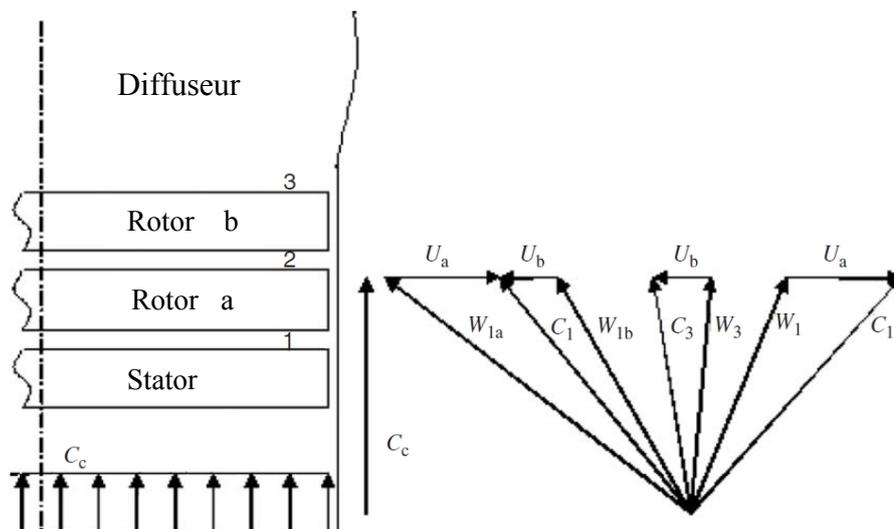


Fig. I.16 : Triangle des vitesses et nomenclature d'une turbine à contre-rotation [42]

L'impact du type de la turbine sur les performances d'une centrale à cheminée solaire a été étudié par T. P. Fluri et al [43]. Différentes configurations de turbine ont été examinées (turbines à rotor unique et à contre rotation, avec ou sans diffuseur de guidage à l'entrée), avec des modèles analytiques et des techniques d'optimisation. Les auteurs ont démontré que la configuration à rotor unique sans aubes directrices n'est pas concluante, à l'opposé des trois autres dispositions qui sont bien meilleures.

S. Hu et al [44] ont analysé l'impact de la géométrie des murs de guidage de la turbine éolienne sur la puissance produite par une centrale à cheminée solaire. Une réduction du débit massique après l'ajout d'un mur de guidage dans le système a été observée. Cependant les auteurs notent une augmentation significative de la vitesse et de la puissance maximale comparativement au système sans mur de guidage.

Dans une seconde étude, S. Hu et al [45] ont montré que le débit massique était linéaire et inversement proportionnel à l'augmentation de la hauteur du mur de guidage, mais que la force motrice et la puissance étaient proportionnelles à l'élévation de ce dernier.

L'effet du rayon du collecteur sur la puissance produite par une cheminée solaire couplée avec une turbine éolienne est présenté dans un article de J. Y. Li et al [46]. En se basant sur un modèle théorique, les auteurs ont noté l'existence d'une limite pour le rayon du collecteur et de la hauteur de la cheminée pour obtenir une puissance maximale.

Le facteur de chute de pression dans la turbine d'une centrale à cheminée solaire a été estimé dans une étude analytique simplifiée menée par S. Nizetic et al [47]. Les auteurs ont montré que le facteur de chute de pression est de l'ordre de 0,8 à 0,9.

Des simulations numériques ont été effectuées par M. Tingzhen et al [48] sur une centrale à cheminée solaire qui comporte une turbine (modèle de la turbine, Fig. I.17). Des modèles mathématiques de transfert de chaleur et de l'écoulement ont été élaborés pour les trois composants (collecteur, cheminée et turbine). Ces simulations numériques ont pour objet d'aider les chercheurs à concevoir une cheminée solaire à grande échelle (de grande capacité). Les auteurs ont montré qu'une cheminée solaire avec une hauteur de 400 m et un rayon de 30 m, un collecteur de 1500 m de rayon et une turbine à 5 pales, pouvait produire une puissance maximale de 10 MW, avec un rendement de la turbine de 50%.

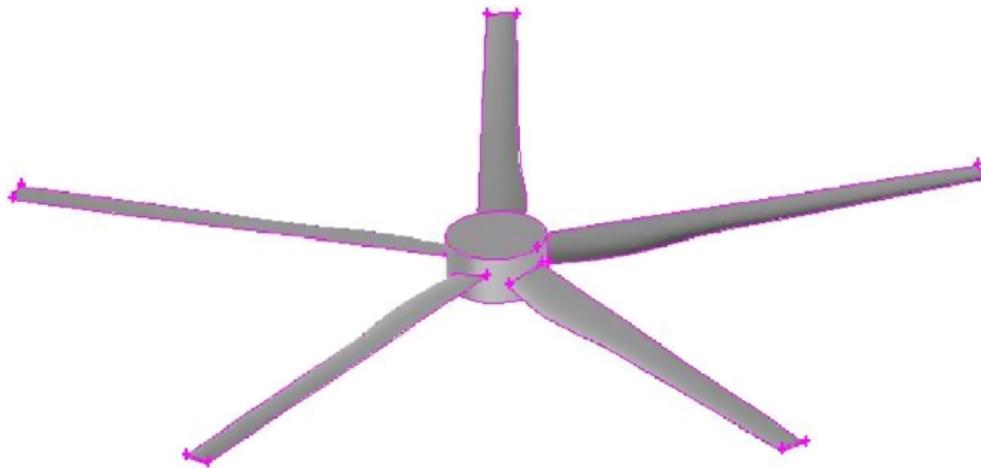


Fig. I.17 : Modèle de la turbine d'une centrale à cheminée solaire à 5 aubes [48]

I.2.5 Etudes sur le système de stockage de l'énergie

L'influence de l'inertie thermique et le degré de compactage du sol sur la génération de puissance dans d'une cheminée solaire ont été étudiés par F. J. Hurtado et al [49]. Pour cela, une modélisation numérique dans des conditions non stationnaires, pendant une période de fonctionnement de 24h, a été entreprise. Les auteurs ont démontré que l'augmentation de compactage du sol améliore la production de 10 %.

T. Ming et al [50] ont étudié par simulation numérique, le transfert de chaleur et l'écoulement d'air dans une centrale à cheminée solaire, qui contient un système de stockage d'énergie. Des modèles mathématiques ont été établis pour les différents composants (collecteur, cheminée et système de stockage d'énergie). Les auteurs ont analysé l'effet du rayonnement solaire sur l'accumulation de la chaleur dans le système de stockage d'énergie. Les résultats montrent que le rapport d'accumulation de la chaleur dans le système de stockage d'énergie diminue dans un premier temps, puis croît avec l'augmentation du rayonnement solaire.

I.2.6 Etudes du couplage d'une cheminée solaire avec d'autres systèmes

Une nouvelle conception pour augmenter le rendement thermique du cycle de Rankine d'une centrale à vapeur, en combinant une cheminée solaire et une tour de refroidissement sèche a été proposée par B. Ghorbani et al [15] (Fig. I.19). Les auteurs ont démontré que le rendement est amélioré de 1%, par rapport à celui d'une centrale ordinaire (combustible fossile).

La possibilité de combiner une cheminée solaire avec une source géothermique (Fig.I.18) a été envisagée par F. Cao et al [51]. Les auteurs se sont basés sur un modèle transitoire pour évaluer les performances des trois modes de fonctionnement (solaire, géothermique et solaire-géothermique). Ces modes ont été comparés sur toute l'année. Une nette amélioration de la production d'énergie a été constatée par rapport à la centrale à cheminée solaire.

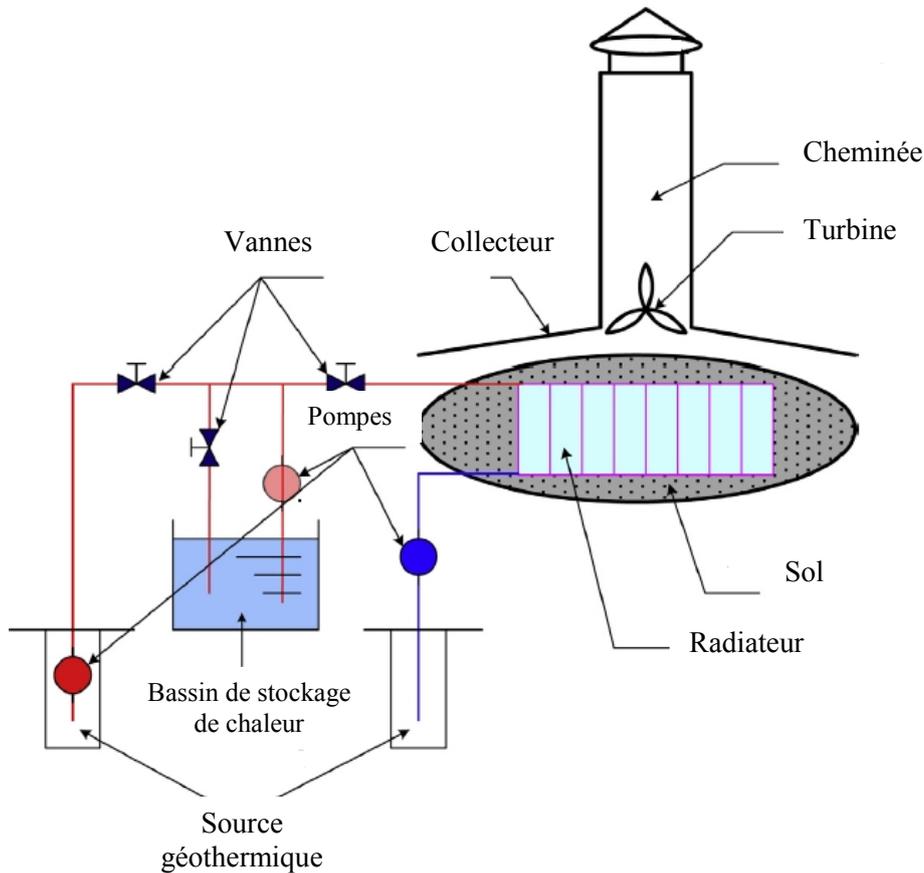


Fig. I.18 : Schéma d'une centrale géothermique-cheminée solaire [51]

S. Djimli et al [52] ont étudié un système couplant une centrale à cheminée solaire avec une turbine à gaz. L'injection des gaz d'échappement à l'entrée ou au milieu du collecteur a été examinée. Les auteurs ont montré que cette combinaison permet d'augmenter le rendement d'une part, et de récupérer l'énergie des gaz d'échappement, d'autre part. Il a été noté également, que ce couplage permet d'augmenter la production de dix fois par rapport à celle d'une centrale à cheminée solaire.

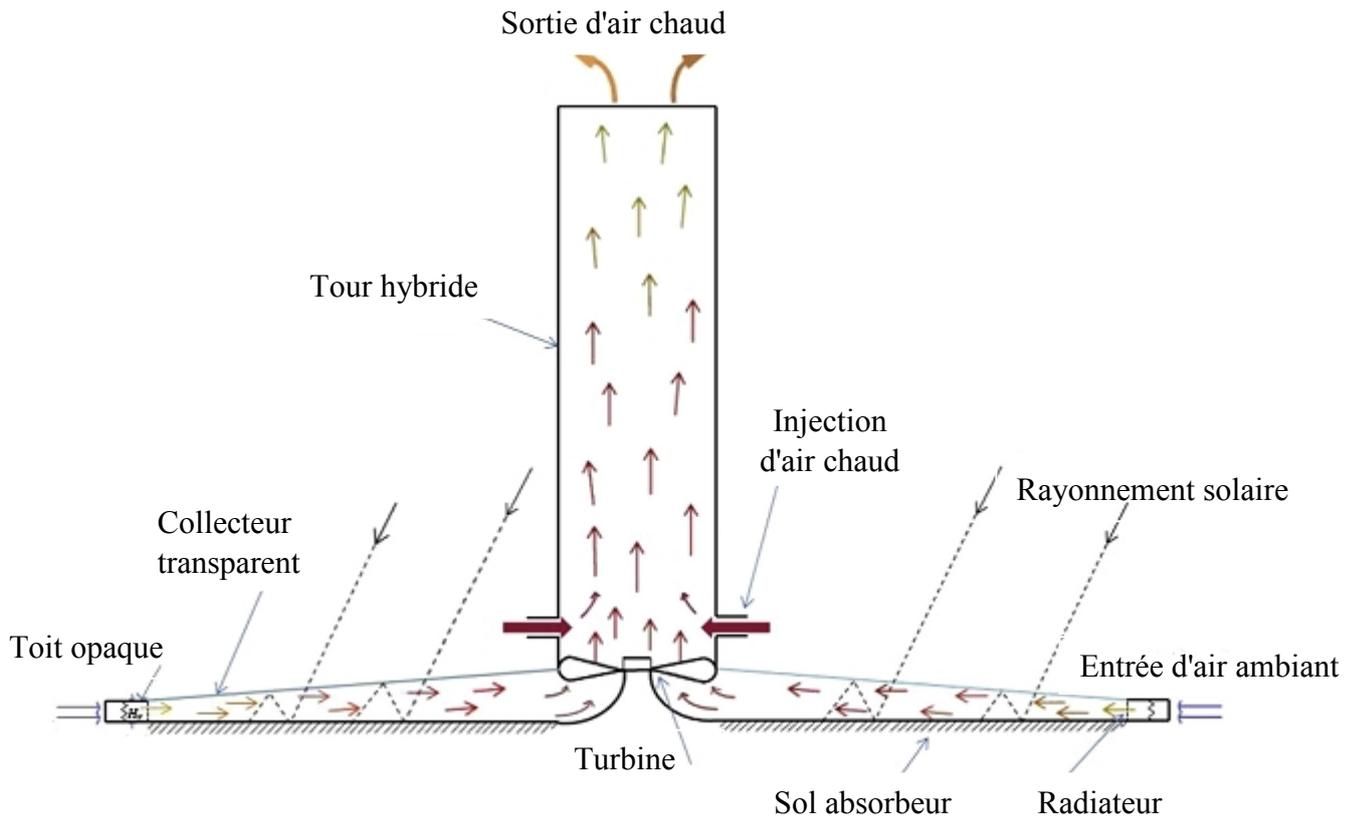


Fig. I.19 : Schéma de la tour de refroidissement hybride avec une cheminée solaire [15]

T. Ming et al [53] ont présenté une nouvelle structure d'une centrale à cheminée solaire. Ce système solaire thermique est capable de produire de l'énergie électrique et d'extraire l'eau douce de l'air (Fig. I.20). Les résultats de cette technique avec les précipitations naturelles, dans neuf villes en Chine ont été comparés. Les auteurs ont montré qu'il existe une corrélation significative, entre les précipitations naturelles et la production d'eau par cette centrale à cheminée solaire.

Une nouvelle technique a été développée par X. Zhou et al [54], dans le but de produire l'électricité et de dessaler l'eau de mer. Cette dernière est basée sur l'extraction de la chaleur et de l'humidité à partir de l'eau de mer, sous le collecteur d'une cheminée solaire (Fig. I.21). Les auteurs ont montré que la température, la puissance et la vitesse de l'écoulement d'air sont inférieures à celles dans le cas d'une cheminée classique, excepté qu'avec cette technique, il y a production d'eau douce.

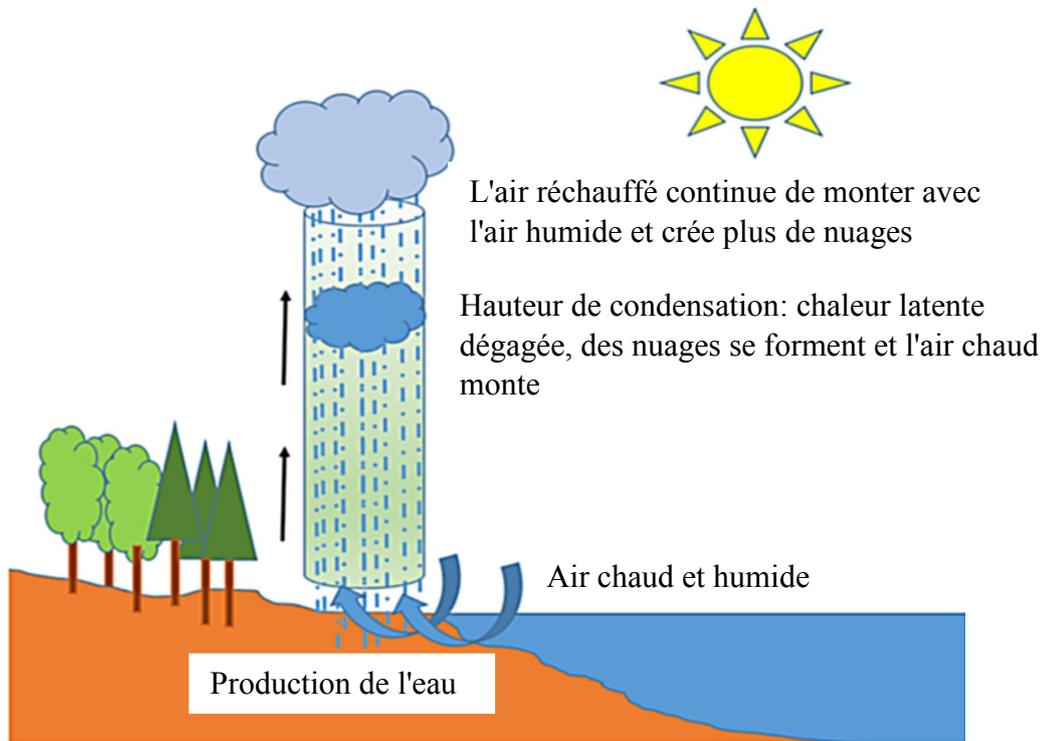


Fig. I.20: Schéma d'une centrale à cheminée solaire avec condensation de vapeur d'eau [53]

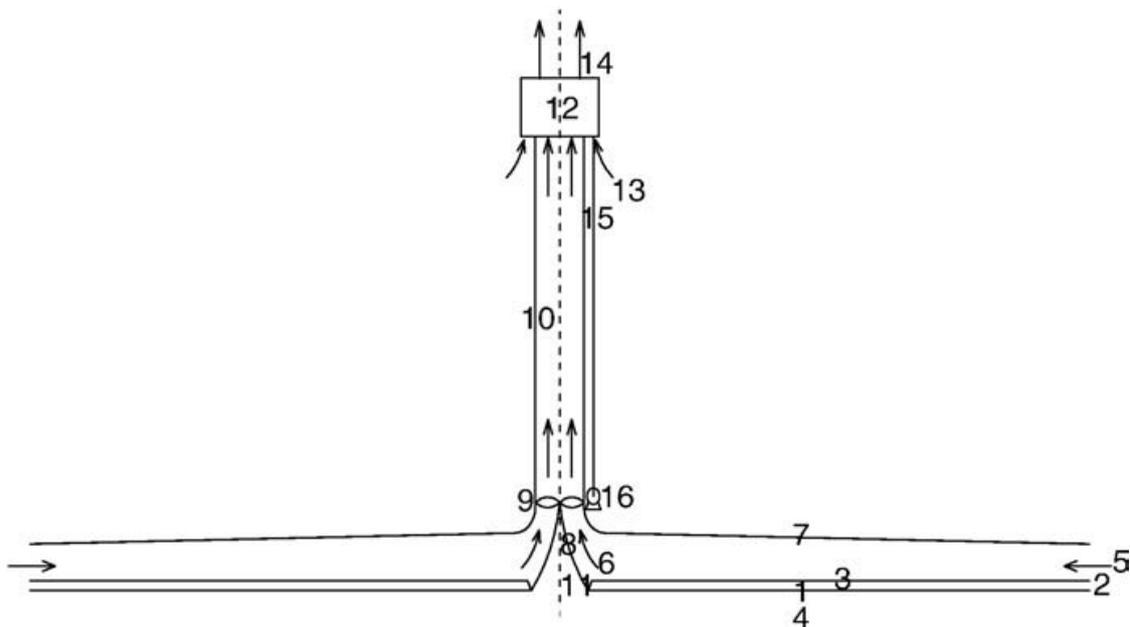


Fig. I.21 : Cheminée solaire pour la production d'électricité et dessalement de l'eau de mer (1: Absorbeur noir; 2: Couche d'eau de mer; 3: Surface de l'eau de mer; 4: Lit de résistance thermique; 5: Air ambiant frais et sec; 6: Air chaud et saturé; 7: Couverture transparente; 8: Mur de guidage; 9: Turbines ; 10: Cheminée; 11: Auge des chutes d'eau; 12: Condenseur à haute efficacité; 13: Air ambiant frais et sec à la sortie de la cheminée; 14: Air chaud; 15: Eau de condensation; 16: Production d'eau) [54]

I.2.7 Etudes en 3D

Une simulation numérique en trois dimensions a été effectuée par E. Gholamalizadeh et al [55] pour étudier l'effet de serre dans un collecteur d'une centrale à cheminée solaire. Un modèle qui comporte les équations de la turbulence (RNG) et les équations pour un rayonnement solaire à deux bandes, a été proposé. Les auteurs ont montré que l'effet de serre a un rôle important, pour déterminer avec précision, les caractéristiques de transfert de chaleur et de l'écoulement.

P. Guo et al [56] ont réalisé une étude pour déterminer le coefficient de la perte de charge dans une turbine d'une centrale à cheminée solaire, par une approche analytique et des simulations numériques en 3D. Les résultats obtenus montrent que le coefficient de chute de pression dans la turbine du prototype de Manzanares est de 0,90 à 0,94.

L'influence de la vitesse de rotation de la turbine et de l'angle incident du rayonnement solaire sur les performances d'une centrale à cheminée solaire a été étudiée par P. Guo et al [57]. Une approche numérique en 3D a été développée par les auteurs. Les résultats obtenus indiquent que cette approche est valable, pour étudier la chute de pression dans la turbine et la vitesse d'écoulement dans les centrales à cheminée solaire, sans prendre en considération le rendement de la turbine.

Par une approche numérique tridimensionnelle englobant le rayonnement solaire et une turbine, P. H. Guo et al [58] ont étudié les effets de trois paramètres (rayonnement solaire, chute de pression dans la turbine et température ambiante), sur les performances d'une centrale à cheminée solaire. Les résultats obtenus par simulation numérique montrent que le modèle du rayonnement est important pour prévenir la surestimation de l'énergie absorbée par la centrale. En outre, il a été constaté que la variation de la température ambiante a un impact faible sur l'augmentation de la température de l'air dans le collecteur.

L'écoulement de l'air à travers la turbine d'une centrale à cheminée solaire a été examiné par A. Kasaeian et al [59]. Le prototype de Manzanares a été considéré avec des turbines de différents nombres d'aubes, dans des simulations numériques en 3D. Les auteurs ont démontré que l'augmentation, de la vitesse de rotation (avec un nombre d'aubes fixe) ou du nombre d'aubes (avec une vitesse de rotation fixe), a un effet défavorable sur le débit massique, mais serait bénéfique pour le couple et la puissance.

I.2.8 Etudes économiques

T. P. Fluri et al [60] ont dans leurs travaux, analysé les différences constatées entre les modèles utilisés, dans le calcul des coûts des centrales à cheminée solaire. Une comparaison de ces modèles avec un nouveau modèle développé par les auteurs montre que les anciens modèles ont sous-estimé le coût initial dans les centrales à grande échelle.

Une optimisation méthodologique a été utilisée par E. Gholamalizadeh et al [61], pour développer un algorithme multi objectifs. Cet algorithme optimise simultanément les dépenses, le rendement total et la puissance d'une centrale à cheminée solaire. Les auteurs ont montré que pour une configuration optimale, l'augmentation de la puissance nécessite un investissement faible par rapport au montant global de la centrale.

La centrale à cheminée solaire construite dans la ville de Lanzhou en Chine, a été utilisée par W. Li et al [62], pour calculer le prix de l'électricité sur une durée de 120 années. Cette durée a été divisée en quatre périodes de 30 années chacune. Les résultats obtenus montrent que le prix minimal de l'électricité dans la première période est supérieur au prix actuel, mais que les prix dans les deux autres périodes sont moindres.

I.2.9 Autres études

Une Modélisation mathématique a été effectuée sur les grandes centrales à cheminée solaire commerciales, pour prévoir leurs performances par A. Koonsrisuk et al [63]. Les auteurs ont établi une méthode simple afin d'estimer la production énergétique. Les résultats obtenus montrent que la taille de la centrale, le facteur de la chute de pression dans la turbine et le rayonnement solaire sont les paramètres les plus influents sur les performances de la centrale.

Une étude sur l'énergie disponible dans l'air atmosphérique qui traverse le collecteur, en fonction de la hauteur de la cheminée a été réalisée par N. Ninic [64], pour différents types de collecteurs et de fluides (air sec et humide). Les résultats ont montré que les vortex qui sont créés après la turbine, serviront à réduire la hauteur de la cheminée.

R. Sangi et al. [65] ont validé leur nouveau modèle mathématique par simulation numérique. Ce modèle a été résolu par deux méthodes différentes (méthode itérative et logiciel Fluent). Les résultats montrent un accord quantitatif entre les données expérimentales du prototype de Manzanares et les résultats numériques obtenus.

Une revue sur la recherche et le développement de la technologie des centrales à cheminée solaire, dans les dernières décennies est donnée par X. Zhou et al [66]. Cette revue comporte la description des différents composants (collecteur, tour et turbine), les phénomènes physiques qui se produisent dans chaque composant, un récapitulatif des études expérimentales et théoriques réalisées ainsi que la description d'autres types de technologies (cheminée solaire avec tour flexible, cheminée solaire avec un collecteur incliné et cheminée solaire avec la montagne creuse).

CHAPITRE II

Modélisation Mathématique

II.1 Introduction

A l'instar de tout système énergétique, les phénomènes physiques qui se produisent à l'intérieur de la cheminée solaire lors de la production d'énergie, sont régies par des équations. Ce chapitre est dédié à la formulation mathématique du problème physique. Les équations gouvernantes et les conditions aux limites, du problème physique étudié, pour différentes configurations (bi et tridimensionnelles) seront présentées.

II.2 Formulation mathématique

II.2.1 Configuration géométrique en 3D

La géométrie considérée dans l'étude tridimensionnelle de la cheminée solaire est illustrée par la figure II.1.

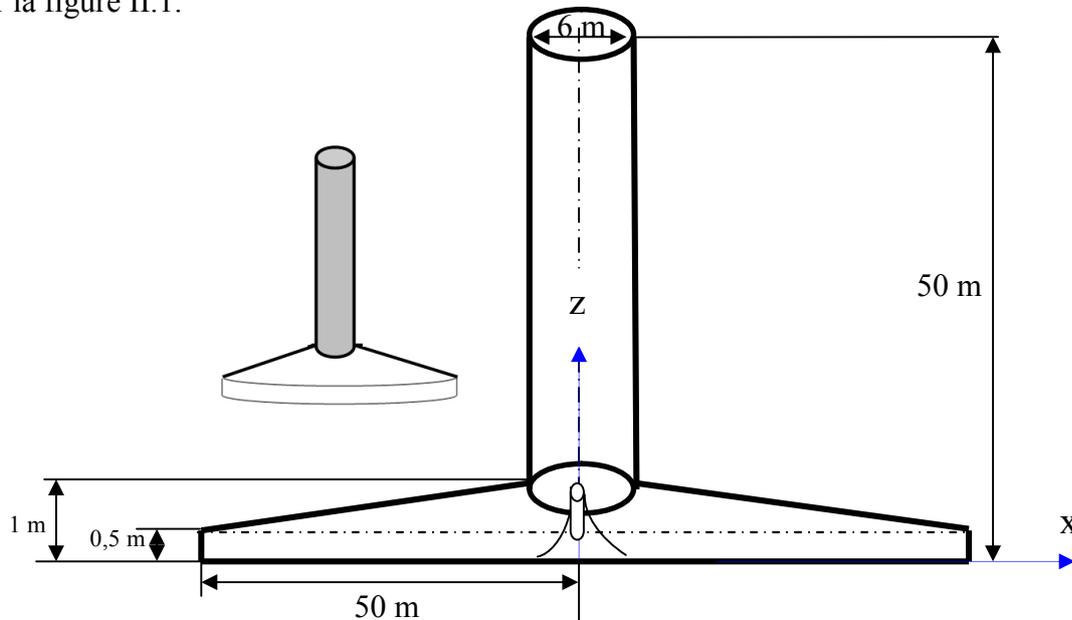


Fig. II.1: Géométrie tridimensionnelle de la cheminée solaire

Selon plusieurs auteurs, les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, contrôlent l'écoulement dans une centrale à cheminée solaire. Afin de réduire le nombre de paramètres qui influencent le modèle, les hypothèses et approximations suivantes sont adoptées:

- Le fluide est newtonien,
- L'écoulement est incompressible
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable,

- Pas de source de chaleur ni de réaction chimique,
- Pour le transfert de chaleur par convection naturelle) toutes les propriétés du fluide sont constantes sauf la masse volumique qui varie linéairement avec le gradient de température selon l'approximation de Boussinesq :

$$\rho_T = \rho_0(1 - \beta[T - T_0])$$

Où, T est la température du fluide au point donné, T₀ la température de référence, et β le coefficient de dilatation thermique défini par :

$$\beta = -\frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P$$

D'après D. D. Gray et al [67], l'approximation de Boussinesq est valable pour une différence maximale de température (T-T₀) égale à 28,6 K (pour l'air).

II.2.1.1 Equations gouvernantes

Les équations qui gouvernent le phénomène de convection naturelle dans une cheminée solaire en 3D sont [68] :

II.2.1.1.1 Equation de continuité

Elle est déduite du principe de conservation de masse et s'exprime sous forme tensorielle comme suit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (II.1)$$

(j=1, 2, 3 : indice de sommation)

Pour un fluide Newtonien incompressible, l'équation (II.1) se réduit à :

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (II.2)$$

II. 2.1.1.2 Equations de quantité de mouvement

D'après la deuxième loi fondamentale de la dynamique, l'équation de la dynamique sous forme tensorielle s'écrit :

$$\frac{\partial (\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = F_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (II.3)$$

$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i)$: représente le taux de transport de la quantité de mouvement suivant la direction i ,

F_i : Force de volume suivant la direction i .

$\frac{\partial p}{\partial x_i}$: Forces dues à la pression.

$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right]$: Forces de viscosité.

L'équation (II.3) représente la conservation de la quantité de mouvement (équations de Navier Stokes) d'un fluide visqueux incompressible pour un régime stationnaire.

II. 2.1.1.3 Equation de l'énergie

Obtenu par l'application du premier principe de la thermodynamique, cette équation pour un fluide newtonien incompressible et un écoulement stationnaire, a pour expression :

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(u_j T) = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} \quad (II.4)$$

Où : $\alpha = \frac{K}{\rho C_p}$, Avec :

α : Diffusivité thermique.

K : Conductivité thermique.

C_p : Chaleur spécifique à pression constante.

En utilisant l'hypothèse de Boussinesq qui dans notre cas est vérifiée, la convection naturelle tridimensionnelle dans centrale à cheminée solaire est modélisée par les équations suivantes:

- **Equation de continuité**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (II.5)$$

- **Equation de quantité de mouvement suivant la direction X**

$$\rho_0 \left[\frac{\partial}{\partial x}(uu) + \frac{\partial}{\partial y}(vu) + \frac{\partial}{\partial z}(wu) \right] = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (II.6)$$

- **Equation de quantité de mouvement suivant la direction Y**

$$\rho_0 \left[\frac{\partial}{\partial x}(uv) + \frac{\partial}{\partial y}(vv) + \frac{\partial}{\partial z}(wv) \right] = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (II.7)$$

- **Equation de quantité de mouvement suivant la direction Z**

$$\rho_0 \left[\frac{\partial}{\partial x}(uw) + \frac{\partial}{\partial y}(vw) + \frac{\partial}{\partial z}(ww) \right] = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial w}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial w}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu \frac{\partial w}{\partial z}) + \rho_0 g \beta (T - T_0) \quad (II.8)$$

- **Equation de l'énergie**

$$\rho_0 C_p \left[\frac{\partial}{\partial x}(uT) + \frac{\partial}{\partial y}(vT) + \frac{\partial}{\partial z}(wT) \right] = \frac{\partial}{\partial x}(K \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(K \frac{\partial T}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(K \frac{\partial T}{\partial z}) \quad (II.9)$$

II.2.1.2 Conditions aux limites

Les conditions aux limites choisies dans cette étude sont des conditions dynamiques et thermiques représentées par la pression, la vitesse et la température. Le tableau II.1, résume la distribution des conditions aux limites sur la cheminée solaire.

Tableau II.1: Conditions aux limites en 3D

Position	Conditions aux limites
Entrée du collecteur	Pression et température
Sol (collecteur base)	Température
Toit du collecteur	Température
Paroi de cheminée	Flux thermique
Faces latérales	Flux thermique
Sortie de la cheminée	Pression

II.2.2 Configuration géométrique 2D dimensionnelle

Nous considérons que la géométrie de la cheminée solaire est composée de deux éléments, le premier est un cylindre (cheminée) et le second est un cône incomplet (collecteur), (figure II.1).

La symétrie de révolution du cylindre fait que le problème est bidimensionnel (ne dépend que de r et z). La géométrie de la cheminée solaire est représentée sur la figure II.

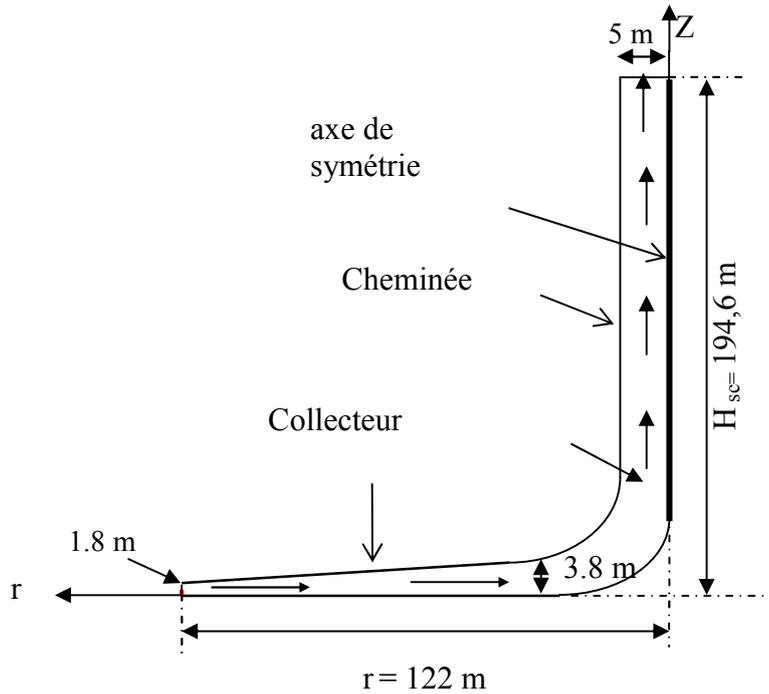


Fig. II.2: Géométrie bidimensionnelle de la cheminée solaire

II.2.2.1 Equations gouvernantes

L'écoulement d'un fluide newtonien incompressible dans le cas bidimensionnel stationnaire est régi par les équations, de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie [69].

II.2.2.1.1 Equation de continuité

L'équation de continuité à travers un volume de contrôle est donnée dans les coordonnées cartésiennes par :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{II.10}$$

En coordonnées cylindriques, l'équation (II.10) prend la forme :

$$\frac{u}{r} + \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial z} = 0 \tag{II.11}$$

II.2.2.1.2 Équation de conservation de quantité de mouvement

Les équations de Navier Stokes avec l'approximation de Boussinesq sont données en coordonnées cartésiennes par :

Suivant la direction (x):

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (II.12)$$

Suivant la direction(y):

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - \frac{\rho_T}{\rho} g \quad (II.13)$$

On peut écrire les équations de Navier Stokes en coordonnées cylindriques comme suit :

Selon la direction r :

$$u \frac{\partial u}{\partial r} + v \frac{\partial u}{\partial z} = \nu \left(\frac{u}{r^2} + \nabla^2 u \right) + \frac{-1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (II.14)$$

Selon la direction z :

$$u \frac{\partial v}{\partial r} + v \frac{\partial v}{\partial z} = \nu \nabla^2 v + \frac{-1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} - \frac{\rho_T}{\rho} g \quad (II.15)$$

II.2.2.1.3 Equation de l'énergie

En coordonnées cartésiennes, elle a pour expression :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\lambda}{\rho C_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (II.16)$$

En coordonnées cylindriques elle prend la forme suivante :

$$u \frac{\partial T}{\partial r} + v \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \nabla^2 T \quad (II.17)$$

II.2.2.2 Conditions aux limites

Les conditions aux limites utilisées dans le cas bidimensionnel sont consignées dans le tableau II.2.

Tableau II.2: Conditions aux limites dans la configuration 2D dimensionnelle

Position		Conditions aux limites
Entrée du collecteur	Air	Pression et température
	Gaz brûlés	Vitesse
Sol (collecteur base)		Flux thermique
Toit du collecteur		Coefficient de transfert de chaleur et température
Paroi de la cheminée		Flux thermique
Sortie de la cheminée		Pression

II.2.2.3 Calcul de la puissance

La puissance produite par une cheminée solaire dépend de plusieurs paramètres notamment, le rayonnement solaire, le rendement de la turbine et les paramètres géométriques (hauteur cheminée et surface du collecteur).

Le rendement du collecteur est exprimé selon A. Asnaghi et al [9] par :

$$\eta_{coll} = \frac{\dot{Q}}{A_{coll} \cdot G} \tag{II.18}$$

La chaleur produite \dot{Q} et le débit massique \dot{m} de l'air sont donnés respectivement par les relations:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \tag{II.19}$$

$$\dot{m} = \rho_{coll} \cdot V_{coll} \cdot A_{coll} \tag{II.20}$$

En remplaçant dans l'équation II.18, \dot{Q} et \dot{m} par leurs expressions, nous obtenons la relation :

$$\eta_{coll} = \frac{\rho_{coll} \cdot V_{coll} \cdot A_{coll} \cdot C_p \cdot \Delta T}{A_{coll} \cdot G} \tag{II.21}$$

G, étant le rayonnement solaire global sur un plan horizontal

Le rendement de la cheminée est exprimé selon Y.J. Dai et al [10] par:

$$\eta_{sc} = \frac{P_{tot}}{\dot{Q}} = \frac{gH_{sc}}{C_p T_0} \tag{II.22}$$

La différence de pression produite par la cheminée est calculée par la relation :

$$\Delta P_{sc} = \rho_{coll} g H_{sc} \frac{\Delta T}{T_0} \tag{II.23}$$

L'énergie électrique produite est donnée par :

$$P_e = \frac{2}{3} \eta_{coll} \eta_{wt} \frac{g}{C_p T_0} H_{sc} A_{coll} G \tag{II.24}$$

Où η_{wt} est le rendement de la turbine et "2/3", la valeur de la chute de pression dans la turbine.

II.2.3 Configuration géométrique en 2D adimensionnelle

Les géométries en 2D étudiées, sont illustrées par la figure II.3. Dans la première géométrie (Géo 1), la position de la turbine n'est pas prise en considération. Dans la seconde géométrie (Géo 2), la turbine se situe au niveau de l'entrée de la cheminée.

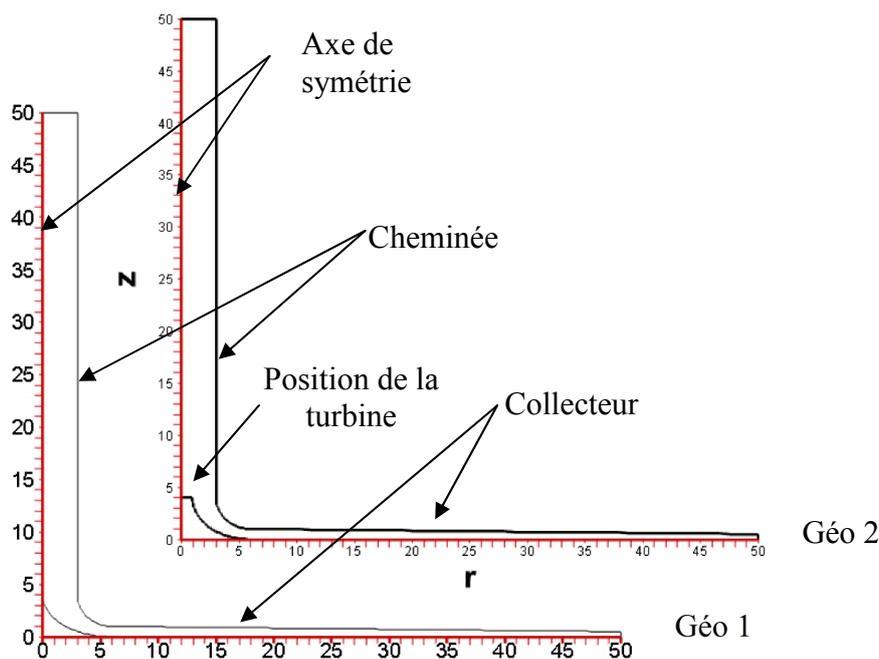


Fig .II.3: Géométries du cas adimensionnel

Pour réaliser une étude adimensionnelle, des variables qui permettent de rendre les équations gouvernantes adimensionnelles, sont utilisées. Ces équations incluent des nombres adimensionnels qui caractérisent le problème. Ces nombres aident à expliquer le phénomène élémentaire avec précision.

II.2.3.1 Formulation adimensionnelle

Afin de montrer l'effet des nombres adimensionnels dans les équations, nous utiliserons les coordonnées cylindriques et de nouvelles variables, qui sont définies comme suit :

$$\begin{aligned}
 r^* &= \frac{r}{H}, & z^* &= \frac{z}{H}, & \tau &= \frac{t}{(H^2 / \alpha)} \\
 u^* &= \frac{u}{(\alpha / H)}, & v^* &= \frac{v}{(\alpha / H)}, & p^* &= \frac{p}{\rho_0 (\alpha / H)^2} \\
 T^* &= \frac{T - T_f}{T_c - T_f}
 \end{aligned} \tag{II.25}$$

L'utilisation des variables réduites dans les équations permet de se rapprocher de la réalité des phénomènes physiques, car leurs existences et* déroulement sont indépendants du système d'unités de mesure utilisé. Les équations adimensionnelles deviennent alors :

- **Equation de continuité**

$$\frac{u^*}{r^*} + \frac{\partial u^*}{\partial r^*} + \frac{\partial v^*}{\partial z^*} = 0 \tag{II.26}$$

- **Equation de quantité de mouvement suivant la direction r**

$$\frac{\partial u^*}{\partial \tau} + u^* \frac{\partial u^*}{\partial r^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial z^*} = -\frac{\partial P^*}{\partial r^*} + \text{Pr} \left(\frac{u^*}{r^{*2}} + \nabla^2 u^* \right) \tag{II.27}$$

- **Equation de quantité de mouvement suivant la direction z**

$$\frac{\partial v^*}{\partial \tau} + u^* \frac{\partial v^*}{\partial r^*} + v^* \frac{\partial v^*}{\partial z^*} = -\frac{\partial P^*}{\partial z^*} + \text{Pr} (\nabla^2 v^*) + \text{Ra} \cdot \text{Pr} T^* \tag{II.28}$$

- **Equation d'énergie :**

$$\frac{\partial T^*}{\partial \tau} + u^* \frac{\partial T^*}{\partial r^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial z^*} = \nabla^2 T^* \tag{II.29}$$

Avec :

H : Longueur caractéristique

Pr = ν/α : Nombre de Prandtl

Ra = $g\beta\Delta TH^3/\nu\alpha$: Nombre de Rayleigh

Les nombres de Prandtl et de Rayleigh, sont les paramètres qui caractérisent le problème.

II.2.3.2 Nombres adimensionnels

- **Nombre de Prandtl**

Le nombre de Prandtl est le rapport de deux grandeurs, viscosité cinématique et diffusivité thermique. La viscosité cinématique représente la diffusion de la vitesse (qui dépend des forces visqueuses) alors que la diffusivité thermique est la capacité du fluide à propager la chaleur. En outre, le nombre de Pr, nous fournit une information sur le rapport des effets thermiques et visqueux.

$$Pr = \nu/\alpha \text{ (viscosité cinématique/diffusivité thermique)}$$

- **Nombre de Rayleigh**

Dans ce cas de la convection naturelle, le gradient de température est dans la même direction du champ de gravité (direction z), la convection a donc, lieu lorsque la poussée d'Archimède (due à la hausse de température) crée le mouvement du fluide.

Cependant, il faut que cette force d'Archimède soit assez grande pour contrer les forces visqueuses qui s'opposent au mouvement de la particule. De plus, si l'équilibre thermique est atteint, il n'y a plus de force d'Archimède. La capacité d'une particule d'entrer en équilibre avec son environnement, plus ou moins rapidement, dépend de sa diffusivité thermique (α).

Ra nous donne le rapport entre le temps pour que la chaleur diffuse et celui pour lequel la particule entre en mouvement. Ra a pour expression :

$$Ra = g\beta\Delta TH^3/\nu\alpha$$

II.2.3.3 Conditions aux limites

Dans le cas de la configuration géométrique 2D adimensionnelle, les conditions aux limites utilisées sont consignées dans le tableau II.3.

Tableau II.3: Conditions aux limites en 2D adimensionnelles

Position	Conditions aux limites
Entrée du collecteur	Pression et température
Sol (collecteur base)	Température
Toit du collecteur	Température
Paroi de la cheminée	Flux thermique
Sortie de la cheminée	Pression

II. 2.4 Modèle de la turbulence

Quatre modèles de turbulence sont recensés dans le code Fluent :

- Spalart-Allmaras (1 équation)
- K-epsilon (2 équations)
- K-Omega (2 équations)
- Reynolds Stress (5 équations)

Pour notre simulation en régime turbulent, le modèle K-epsilon standard à deux équations de transport a été utilisé. Il donne, généralement de bons résultats dans les configurations simples.

Les équations standards de l'énergie cinétique turbulente (K), et de son taux de dissipation (ϵ) sont respectivement :

Equation de l'énergie cinétique turbulente k :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_K \frac{\partial k}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\nu + \frac{C_\mu k^2}{\sigma_k \epsilon} \right) \frac{\partial k}{\partial x_k} \right] + \frac{C_\mu k^2}{\sigma_k} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_k} + \frac{\partial U_k}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_k} - \epsilon \quad (II.30)$$

Equation de la dissipation ϵ :

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + U_K \frac{\partial \epsilon}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\nu + \frac{C_\mu k^2}{\sigma_k \epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_k} \right] + C_{\epsilon 1} C_\mu k \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_k} + \frac{\partial U_k}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_k} - C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k} \quad (II.31)$$

Les valeurs des coefficients du modèle k- ϵ standard sont [69] :

$$C_\mu = 0,09, \quad \sigma_k = 1, \quad \sigma_\epsilon = 1,22, \quad C_{\epsilon 1} = 1,44, \quad C_{\epsilon 2} = 1,9$$

Dans ce chapitre, la modélisation mathématique (équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie) a été présentée pour les trois configurations géométriques considérées. Les conditions aux limites (conditions dynamiques et thermiques), les paramètres géométriques ont été définis pour chaque modèle. Le chapitre suivant sera dédié à la modélisation numérique à l'aide de deux logiciels, Gambit et Fluent.

CHAPITRE III

Modélisation Numérique

III.1 Introduction

La complexité du système d'équations obtenu dans le chapitre II, (équations aux dérivées partielles non linéaires) ne permet pas d'envisager les solutions analytiques et le recours aux méthodes numériques est incontournable.

De nos jours la modélisation numérique qui consiste à utiliser des techniques de programmation, pour faciliter le traitement du problème, (mathématique ou physique), est largement employée, de part, la disponibilité des moyens (centrales de calcul, programmes élaborés dans diverses disciplines) et de la fiabilité des résultats obtenus.

Dans le troisième chapitre les différentes étapes de la modélisation numérique, entreprise à l'aide de deux logiciels commerciaux couramment utilisés dans l'industrie, un mailleur Gambit et le logiciel de calcul Fluent sont présentées. Le lecteur y trouvera également la construction de la structure de base sur le logiciel Gambit, la création du maillage, (opération qui a nécessité plusieurs tentatives pour obtenir un maillage adapté) et l'introduction des conditions aux limites, qui peuvent être modifiées sur le logiciel Fluent. Cette première étape est suivie par la simulation numérique, qui comprend à son tour plusieurs étapes à savoir, le choix du modèle, l'intégration des propriétés physiques (matériaux et fluides), la validation des conditions aux limites, les itérations, et la visualisation de la solution préliminaire.

III.2 Procédure de résolution du problème

Les étapes à suivre pour la modélisation numérique d'un problème sur le logiciel Fluent, sont illustrées par le diagramme (III.1) [69].

III.3 Logiciel Gambit

GAMBIT est un logiciel qui permet la création de géométries et la génération des maillages qui peuvent être utilisées en particulier sous Fluent.

III.3.1 Réalisation de la géométrie

Le point de départ de tous les problèmes est la géométrie. Cette dernière décrit la forme du problème physique à analyser. Pour définir la géométrie sur Gambit, il faut suivre la démarche suivante :

- a. Création des points qui caractérisent la géométrie
- b. Création des lignes qui relient les points déjà créés.
- c. Création des surfaces limitées par les lignes déjà créées.
- d. Création des volumes de volumes limités par les surfaces déjà créées.

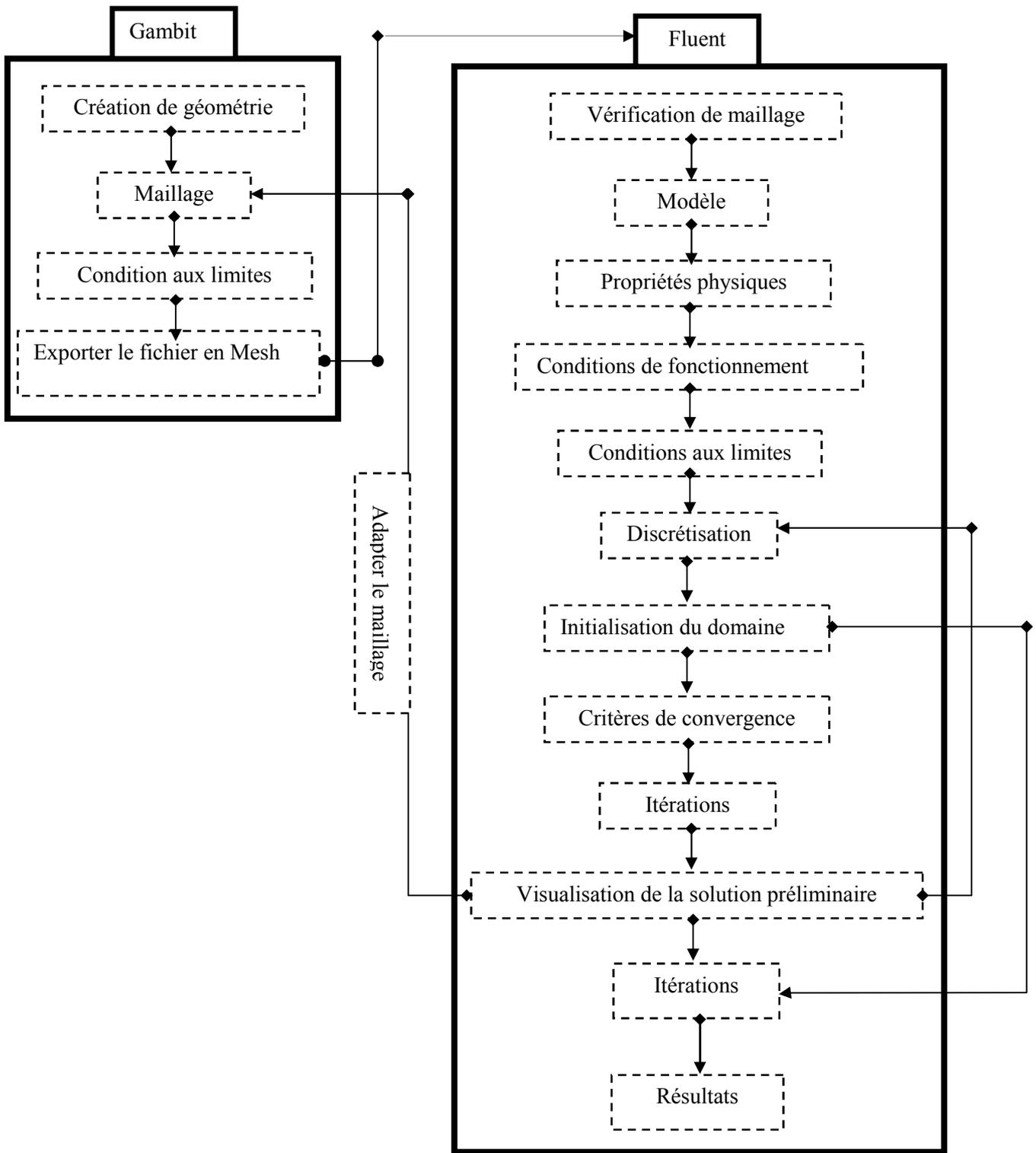


Fig. III.1 : Procédure de résolution du problème

Le logiciel Fluent prend par défaut l'axe x comme axe de symétrie. Il faut par conséquent réaliser la géométrie 2D telle représentée sur la figure (III.2). La géométrie en 3D est quant 'à elle illustrée par la figure (III.3).

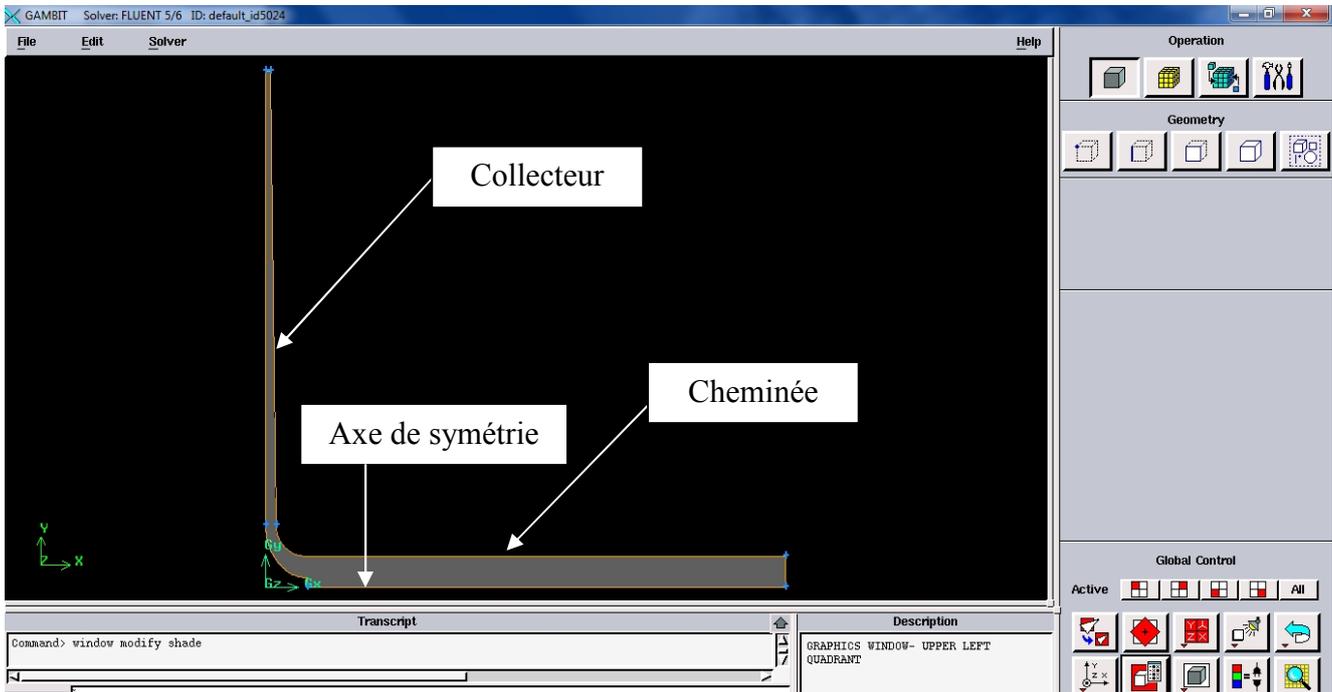


Fig. III.2 : Géométrie 2D sur Gambit

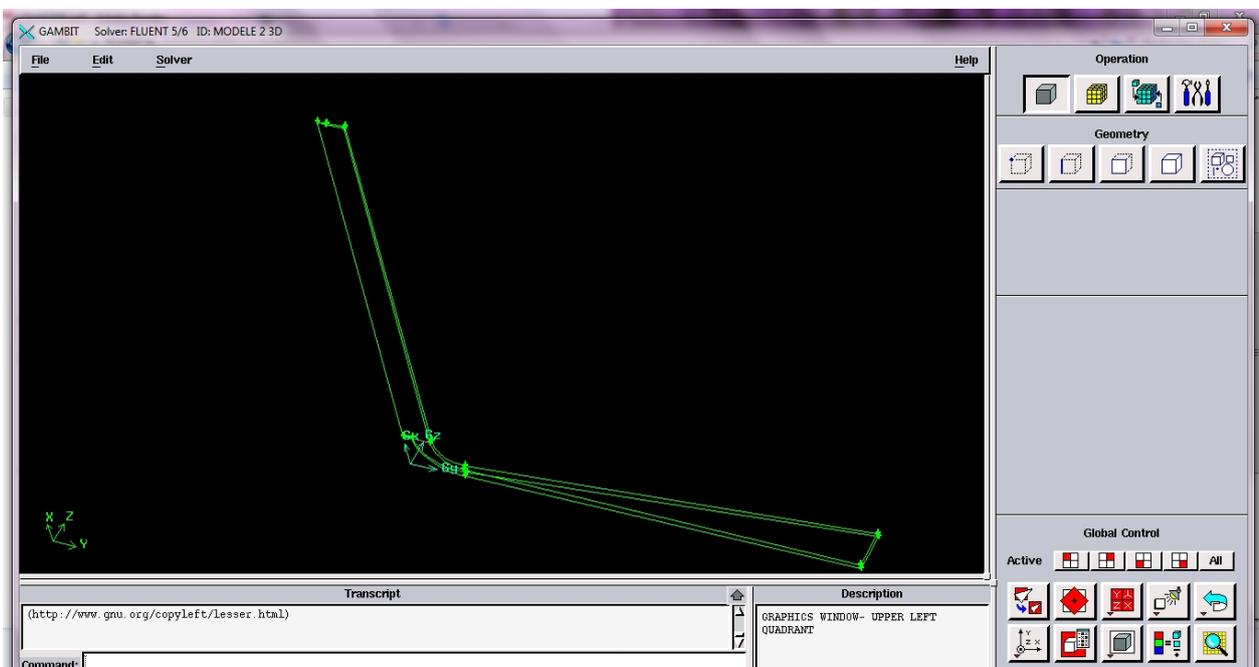


Fig. III.3: Géométrie 3D sur Gambit

III.3.2 Réalisation du maillage

Le logiciel mailleur Gambit, permet de générer un maillage structuré ou non structuré en coordonnées cartésiennes, polaires, cylindriques ou axisymétriques. Il peut réaliser des maillages complexes en deux ou trois dimensions avec des mailles de type rectangle ou triangle.

Pour réaliser le maillage sur Gambit il faut suivre la démarche suivante :

- a. Maillage des lignes.
- b. Maillage des surfaces.
- c. Maillage des volumes.

Un maillage raffiné avec les ratios (R_1 et R_2) représentés sur la figure (III.4), a été utilisé, dans notre travail.

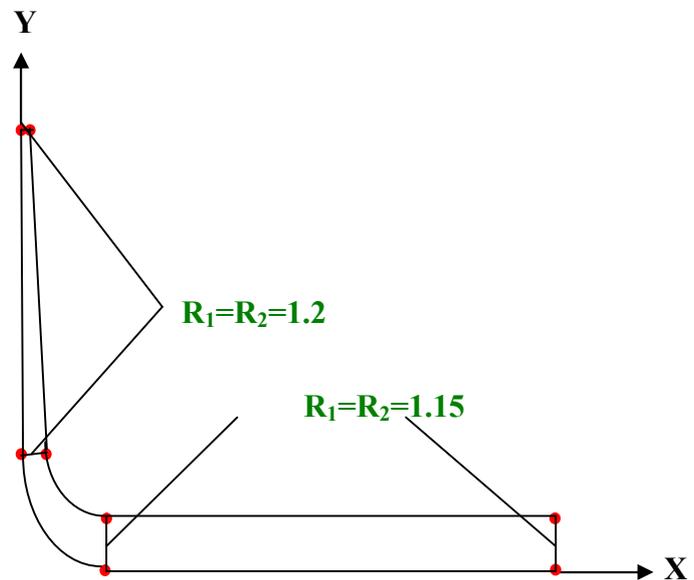


Fig. III.4 : Maillage des lignes pour la géométrie en 2D

La génération du maillage pour le domaine à étudier (surface ou volume), en 2D et 3D est représentée respectivement sur les figures (III.5) et (III.6).

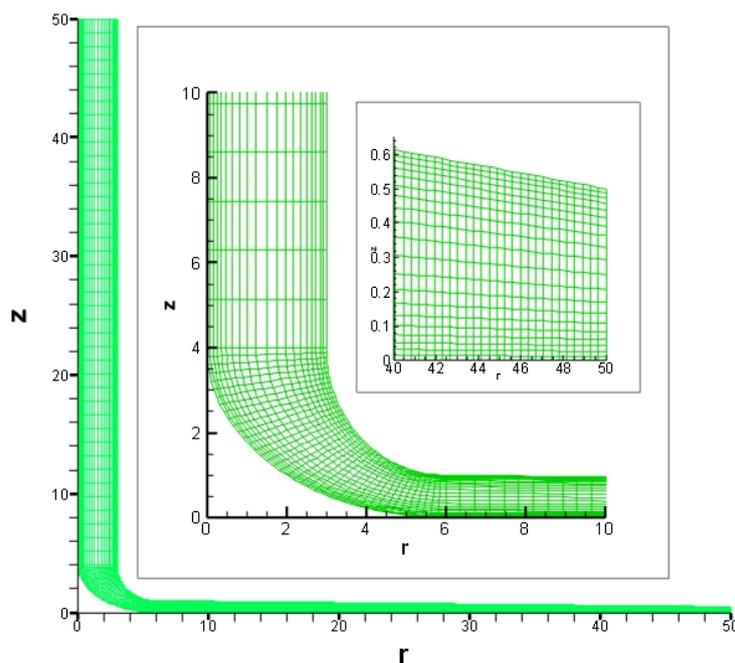


Fig. III.5 : Maillage de la géométrie en 2D

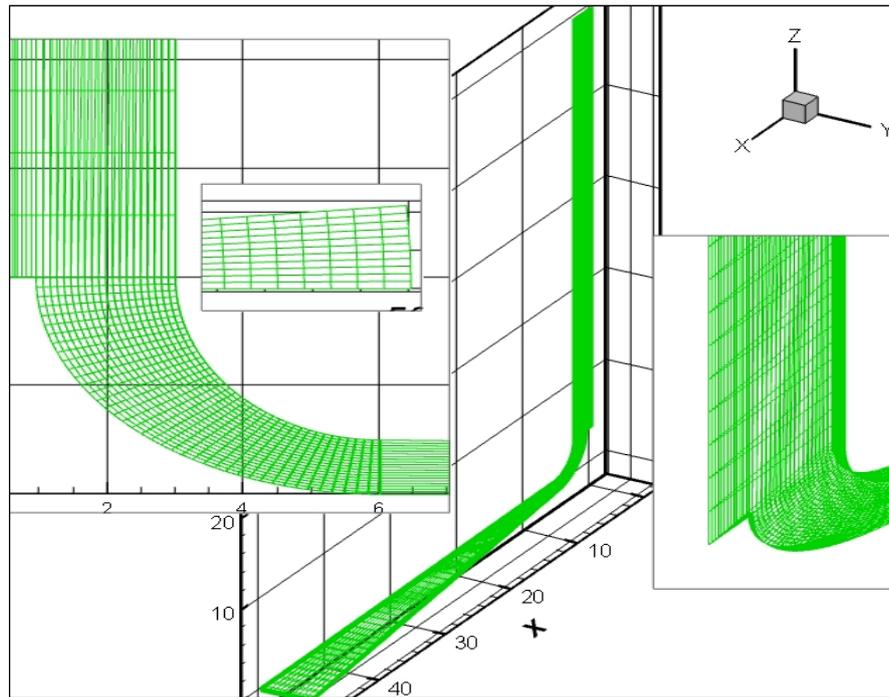


Fig. III.6 : Maillage de la géométrie en 3D

III.3.3 Définition des conditions aux limites

Les conditions aux limites pour les géométries en 2D et 3D, sont respectivement présentées sur les figures (III.7) et (III.8).

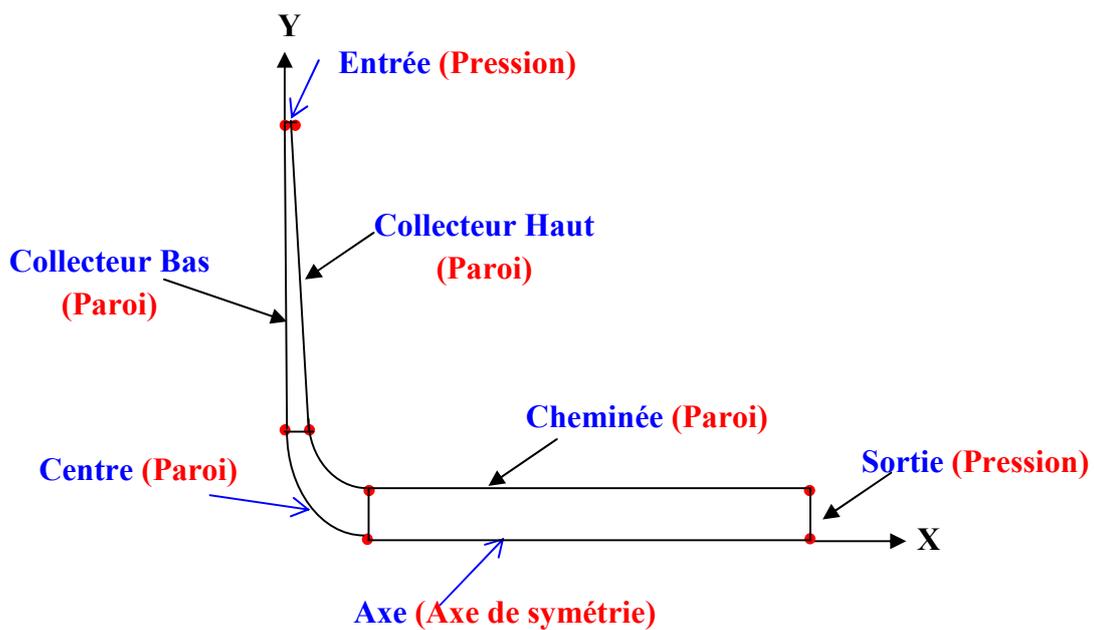


Fig. III.7 : Distribution des conditions aux limites en 2D

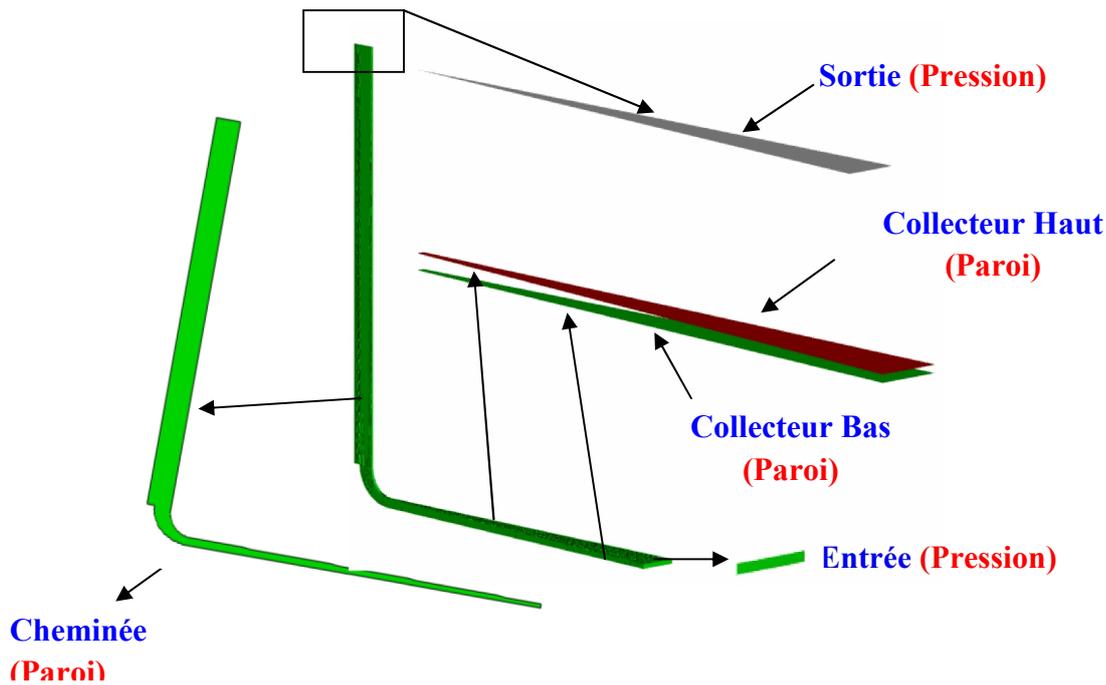


Fig. III.8 : Distribution des conditions aux limites en 3D

Les conditions aux limites et leurs valeurs pour chacun des cas (2D et 3D) sont consignées dans les tableaux III.1 et III.2. Le fonctionnement de la centrale à cheminée solaire est considéré continu (24h sur 24h), par l'utilisation du système de stockage (pendant la journée, le flux de chaleur se dirige de la paroi supérieure vers la paroi inférieure (rayonnement solaire) et en période nocturne c'est l'inverse (système de stockage). Par conséquent, nous pouvons modifier les conditions aux limites entre les surfaces supérieure et inférieure du collecteur (fonctionnement en jour ou en nuit). Pour la pression, Fluent utilise la pression effective (Pression absolue = pression atmosphérique).

Tableau III. 1 : Conditions aux limites pour les deux cas, 2D adimensionnel et 3D.

Position	Type sur Fluent	Valeur
Collecteur bas	Paroi	$T=301,302, 304, 311\ 312, 324\ K$
Collecteur haut	Paroi	$T_0=300K$
Surface de la cheminée	Paroi	$\phi_{sc}=0\ W/m^2K$
Entrée collecteur	Pression d'entrée	$P= 0\ Pa$ (pression effective) $T=T_0=300K$
Sortie cheminée	Pression de sortie	$P= 0\ Pa$ (pression effective)

Tableau III. 2 : Conditions aux limites pour le cas 2D dimensionnel.

Position		Type sur Fluent	Valeur
Collecteur bas		Paroi	$\phi = 200 \text{ W/m}^2\text{K}$
Collecteur haut		Paroi	$T_0=300 \text{ K}$, $h=10 \text{ W/m}^2\text{K}$
Surface de la cheminée		Paroi	$\phi_{sc}=0 \text{ W/m}^2\text{K}$
Entrée collecteur	Air	Pression d'entrée	$P=0 \text{ Pa}$ (pression effective) $T=T_0=300\text{K}$
	Gaz brûlés	Vitesse d'entrée Température [70]	$V=\text{Constante}$, $T=830\text{K}$
Sortie cheminée		Pression sortie	$P=0 \text{ Pa}$ (pression effective)

III.4 Logiciel Fluent

Fluent est un programme informatique conçu pour la simulation des écoulements de fluide et du transfert de chaleur dans des géométries complexes. Il présente une grande flexibilité des résultats et s'adapte avec tout type de maillage. Notre travail comporte trois parties principales:

- 1- Une étude adimensionnelle pour deux géométries différentes. Les températures obtenues par le logiciel Fluent sont traitées par l'Excel puis tracées par le Tecplot.
- 2- L'étude de la possibilité de coupler une cheminée solaire avec une turbine à gaz
- 3- Une étude tridimensionnelle

Chaque problème à sa propre définition sur Fluent. Les équations adimensionnelles ont montré que deux nombres gouvernent les phénomènes physiques dans la centrale. Le premier est le nombre Prandtl qui dépend des propriétés du fluide et le second est le nombre de Rayleigh, qui est géré par la différence de température.

Pour étudier l'influence du nombre de Rayleigh sur l'écoulement et le transfert de chaleur, nous changeons la température d'une paroi du collecteur.

III.4.1 Cas laminaire

Pour ce type d'écoulement, deux géométries (en ne tenant pas compte de la position de la turbine, et en considérant la turbine située au niveau de l'entrée de la tour), en 2D et en 3D, pour trois valeurs du nombre de Ra ont été étudiées. Afin d'avoir de faibles nombres de Ra, les modifications des propriétés de l'air proposées sont regroupées dans, le tableau III. 3.

Tableau III. 3 : Calcul du nombre de Ra (cas laminaire)

ρ (kg/m ³)	Cp (J/kg.K)	μ (kg /m. s)	K (W/m.k)	B (1/K)	ΔT	Pr	H (m)	g (m/s ²)	Ra
10	1	0.74	1	0.10	1	0.74	1.00	303	3.76E+03
10	1	0.74	1	0.10	12	0.74	1.00	303	5.00E+04
10	1	0.74	1	0.10	24	0.74	1.00	303	1.00E+05

III.4.2 Cas turbulent

Pour avoir une convection naturelle turbulente, le nombre de Rayleigh doit être supérieure à 10^8 [69] et nombre de Prandtl =0.74. On a simulé ce type d'écoulement pour les valeurs de Rayleigh 2.5E+08, 5E+08 et 1.25E+09.

Tableau III. 4 : Calcul du nombre de Ra (cas turbulent)

ρ (kg/m ³)	Cp (J/kg.K)	μ (kg /m s)	K W/m.K)	B (1/K)	ΔT	Pr	H (m)	g (m/s ²)	Ra
1.23	1006.43	1.79E-05	2.42E-02	3.33E-03	4.38	0.74	1.00	9.81	2.50E+08
1.23	1006.43	1.79E-05	2.42E-02	3.33E-03	7.19	0.74	1.00	9.81	8.20E+08
1.23	1006.43	1.79E-05	2.42E-02	3.33E-03	11.00	0.74	1.00	9.81	1.25E+09

III.4.3 Critères de convergence

Pour la convergence, les itérations sont effectuées jusqu'à l'obtention d'un résidu défini. Les critères de convergence pour notre modèle sont regroupés dans le tableau III. 5.

III.4.4 Schéma de discrétisation

La discrétisation du second ordre pour les équations de quantité de mouvement, de l'énergie, ainsi que pour les deux équations du modèle de la turbulence k-epsilon, utilisée est représentée dans le tableau III .6.

Tableau III. 5: Les critères de convergence

Équation	Critère de convergence
	2D et 3D
Continuité	10^{-4}
Vitesse suivant X	10^{-4}
Vitesse suivant Y	10^{-4}
Vitesse suivant Z	10^{-4}
Énergie	10^{-8}
Énergie cinétique turbulente K	10^{-3}
Dissipation ε	10^{-3}

Tableau III .6 :Schéma de discrétisation

Paramètre	Méthode
Couplage Pression-Vitesse	Simple
Pression	Standard
Quantité de mouvement	Second ordre
Energie	Second ordre
Energie cinétique turbulente K	Second ordre
La dissipation ε	Second ordre

III.4.5 Facteurs de sous relaxation

Les valeurs de sous relaxation sont données dans le tableau III .7.

Tableau III .7 :Valeurs de facteurs sous relaxation

Pression	Densité	Quantité de mouvement	Énergie cinétique Turbulente k	Taux de dissipation	Viscosité Turbulente	énergie
0.3	1	0.7	0.8	0.8	1	1

Dans ce chapitre, la procédure de modélisation numérique, les principales étapes de résolution sur Fluent, les géométries des problèmes avec la construction du maillage pour chaque écoulement étudié, ont été présentées. Le code numérique Gambit a été retenu comme meilleur dans le cadre de notre travail.

CHAPITRE IV

Résultats et discussion

IV.1 Introduction

L'ensemble des résultats obtenus par simulation numérique à l'aide du logiciel Fluent fait l'objet de ce chapitre. Dans la première partie, une étude adimensionnelle de deux géométries, l'une qui ne tient pas compte de la position de la turbine et l'autre qui considère que celle-ci est située au niveau de l'entrée de la tour, pour différents nombres de Rayleigh, est présentée. Les équations obtenues montrent que les nombres de Prandtl et de Rayleigh contrôlent l'écoulement de l'air, dans le cas de la convection naturelle. Le nombre de Prandtl, rapport de deux grandeurs constantes (viscosité cinématique et diffusivité thermique), est constant. Les résultats sont affichés sous forme de champs de température, de lignes de courant, de vecteurs de vitesse ainsi que de profils de températures et de vitesses, à différentes sections du collecteur et de la cheminée. Dans la seconde partie, la possibilité de coupler une cheminée solaire avec une turbine à gaz, par l'injection des gaz brûlés, soit à l'entrée ou au milieu du collecteur, ainsi que l'influence du débit injecté, sur la puissance produite sont examinées.

Dans la dernière partie notre attention est portée sur l'influence de la troisième direction (3D), sur l'écoulement de l'air et sur le transfert de chaleur, en fonction du nombre de Rayleigh pour les deux régimes, laminaire et turbulent.

IV.2 Validation

Pour valider la modélisation numérique et les conditions aux limites utilisées, nous avons comparé nos résultats avec d'autres travaux expérimentaux et numériques disponibles dans la littérature. Trois validations ont été réalisées avec:

1. Les données expérimentales du prototype de Manzanares,
2. Les résultats numériques adimensionnels de T. Chergui et al [13],
3. Nos mesures expérimentales.

IV.2.1 Validation avec le prototype de Manzanares

Nos résultats numériques ont été comparés aux données expérimentales du prototype de Manzanares, (Espagne) [29], dont les conditions d'expérimentation sont, un rayonnement solaire de 1000 W/m^2 , une vitesse près de l'entrée de la cheminée de 15 m/s et une augmentation de température de 20 K dans le collecteur. L'observation des valeurs consignées dans le tableau IV.1, montre un bon accord entre nos résultats numériques, ceux issus de l'expérimentation du prototype de Manzanares et ceux obtenus par d'autres auteurs, R. Sangi et al [65] et B. Ghorbani et al [15].

Tableau IV.1: Validation avec le prototype de Manzanares

Etude	Augmentation de température dans le collecteur [°C]	Vitesse m/s
Données expérimentale [29]	20	15
Résultats numériques de R. Sangi et al [65]	20,25	15,05
Résultats numériques de B. Ghorbani et al [15]	20,22	15,06
Nos résultats numériques	19,75	14,96

IV.2.2 Validation adimensionnelle

Pour la validation adimensionnelle, nos résultats ont été comparés à ceux de T.Chergui et al [13] qui ont développé un code numérique de CFD. La modélisation est effectuée dans le cas du régime laminaire avec un nombre Rayleigh, $Ra=100$ et un rapport de 0,1 entre les hauteurs du collecteur et de la tour. L'observation des champs de température à l'intérieur de la centrale à cheminée solaire (Fig. IV.1), permet de noter un bon accord entre nos résultats numériques et ceux de T. Chergui et al [13].

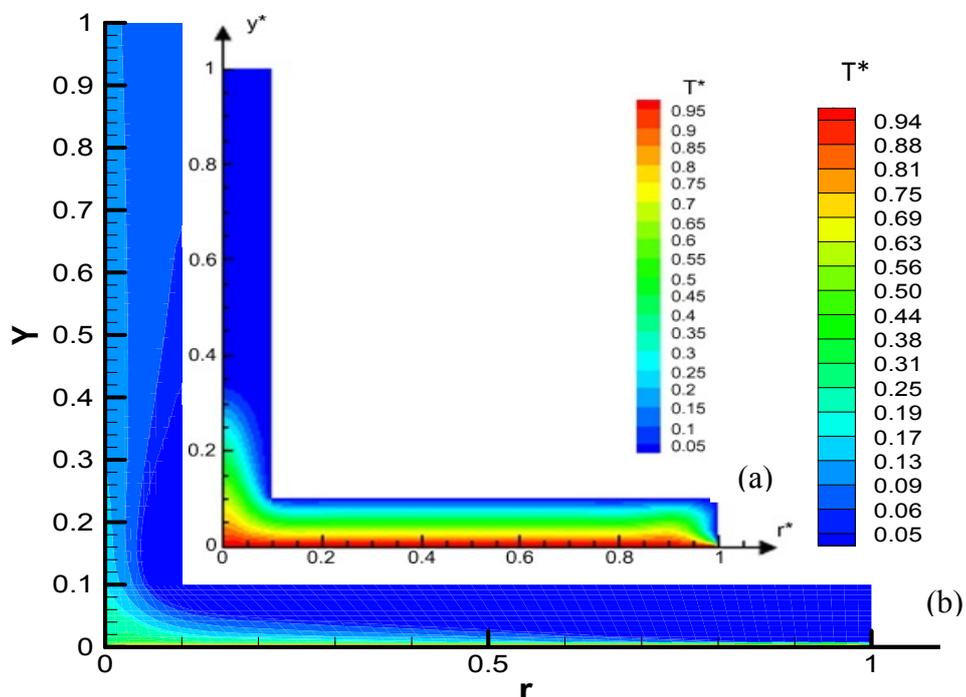


Fig. IV.1 : Comparaison des isothermes adimensionnelles, de T. Chergui et al [13] (a) avec nos résultats (b)

IV.2.3 Validation avec nos mesures expérimentales

Pour confirmer la qualité des résultats numériques obtenus, une comparaison de ces derniers, avec notre travail expérimental a été effectuée. Pour cela une cheminée solaire avec une tour divergente (fig. IV.2) a été construite, avec l'objectif de mesurer la variation de température le long du collecteur et la vitesse à l'entrée de la tour. Pour la campagne de mesures, un anémomètre, un thermomètre et des thermocouples ont été utilisés. Le profil de la température issu de nos calculs, le long du collecteur a été comparé avec nos mesures pour la journée du 28/05/2017 à 13h00, au niveau de la région d'Al Aouana à Jijel.

Il est aisé de constater sur la figure IV.3, un bon accord entre nos résultats expérimentaux et numériques.

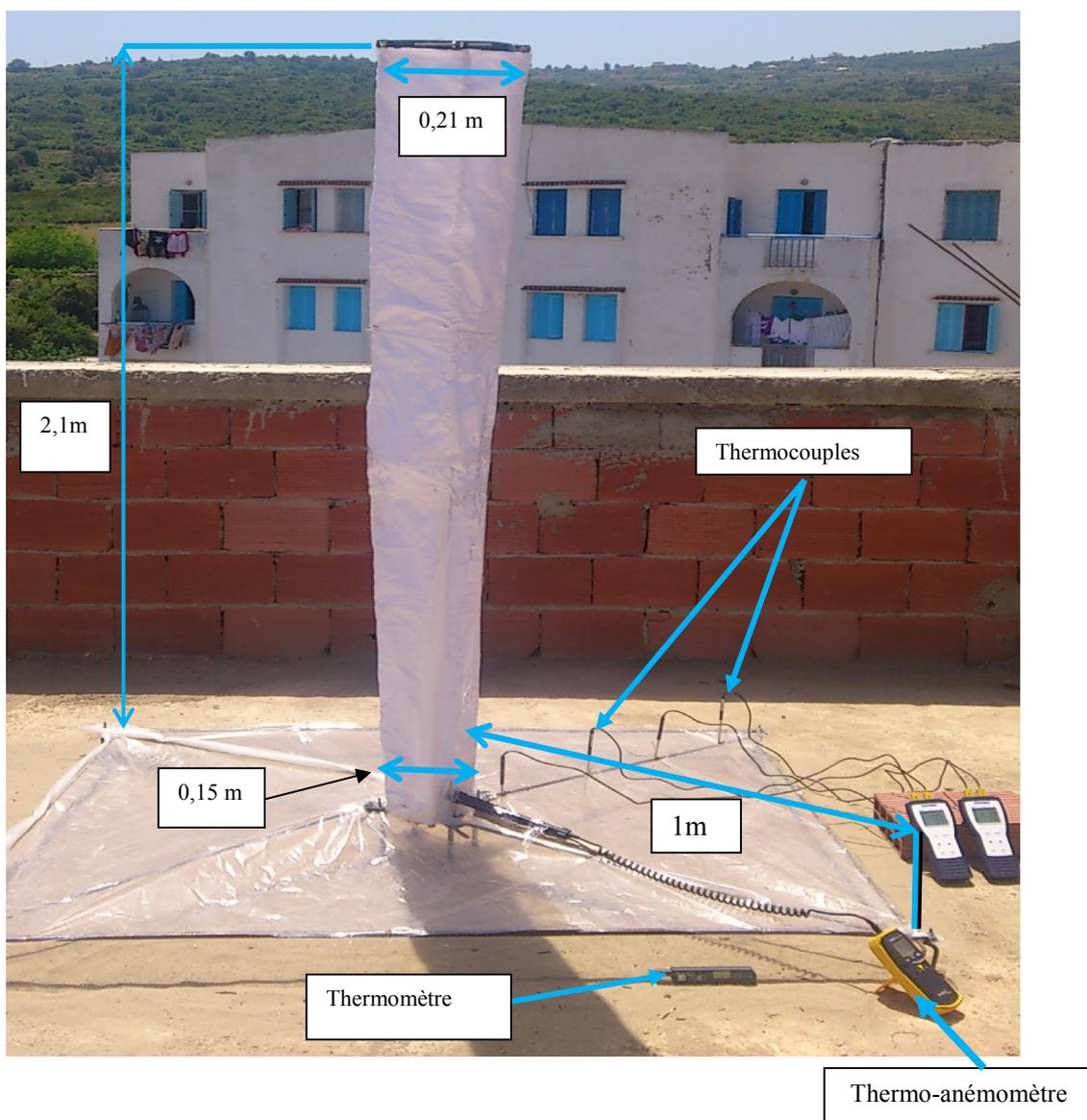


Fig. IV.2 : La Cheminée solaire construite

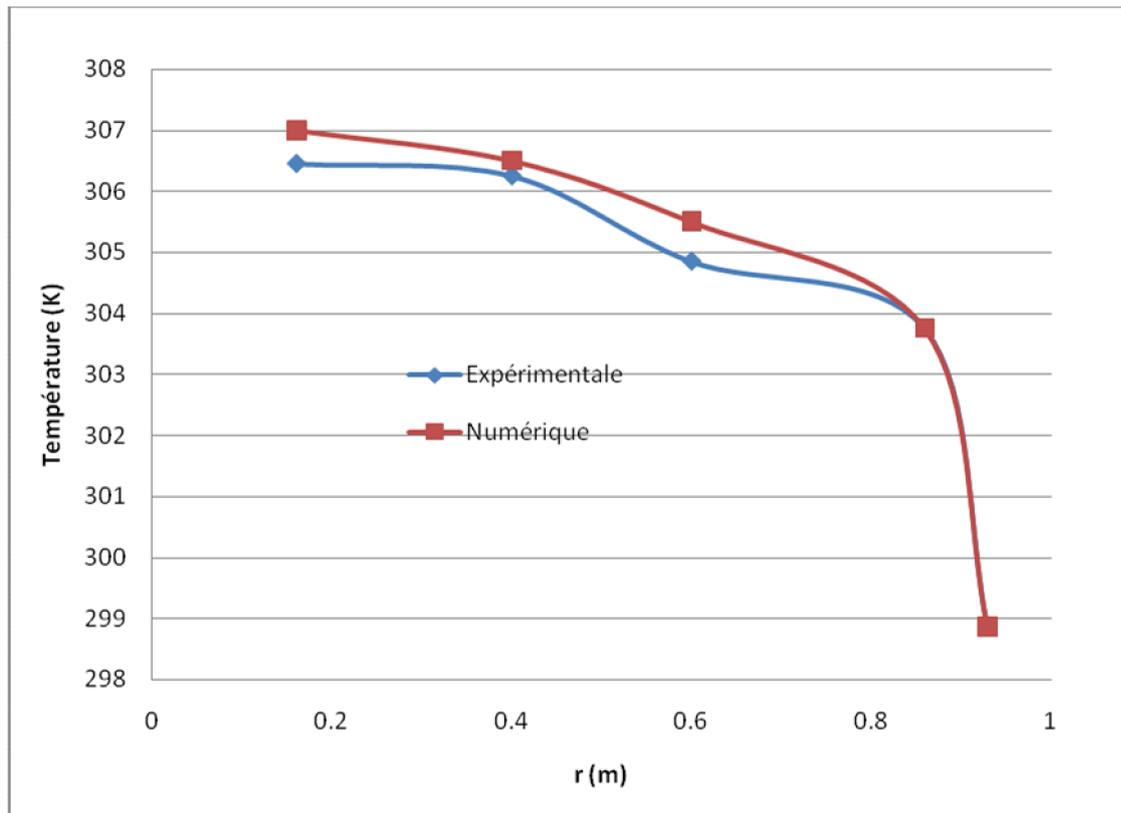


Fig. IV.3 : Profils de la température le long du collecteur pour la journée du 28/05/2017 à 13h00 (Région Al Aouana Jijel).

IV.3 Etude adimensionnelle

IV.3.1 Etude adimensionnelle de la première configuration (la position de la turbine éolienne n'est pas prise en compte)

IV.3.1.1 Effet du maillage (première configuration)

Dans la méthode des volumes finis, le nombre des nœuds et la taille du maillage sont étroitement liés à la précision et au temps de calcul. Aussi, pour que nos résultats numériques soient indépendants du maillage, deux méthodes ont été adoptées, la première en utilisant le profil de température le long du collecteur et la seconde par le contrôle du débit massique à la sortie de la cheminée. Le choix du maillage se fera sur la base des résultats obtenus. Les courbes de la figure IV.4, représentant les profils de température, le long du collecteur pour différents nœuds (1200, 1800, 2400 et 4000) sont superposées, ce qui permet de retenir un nombre de 2400 nœuds. Ce résultat est confirmé par tableau IV.2 qui regroupe les débits calculés par Fluent à la sortie de la tour, quasiment égaux (erreurs relatives inférieures à 2% [69].)

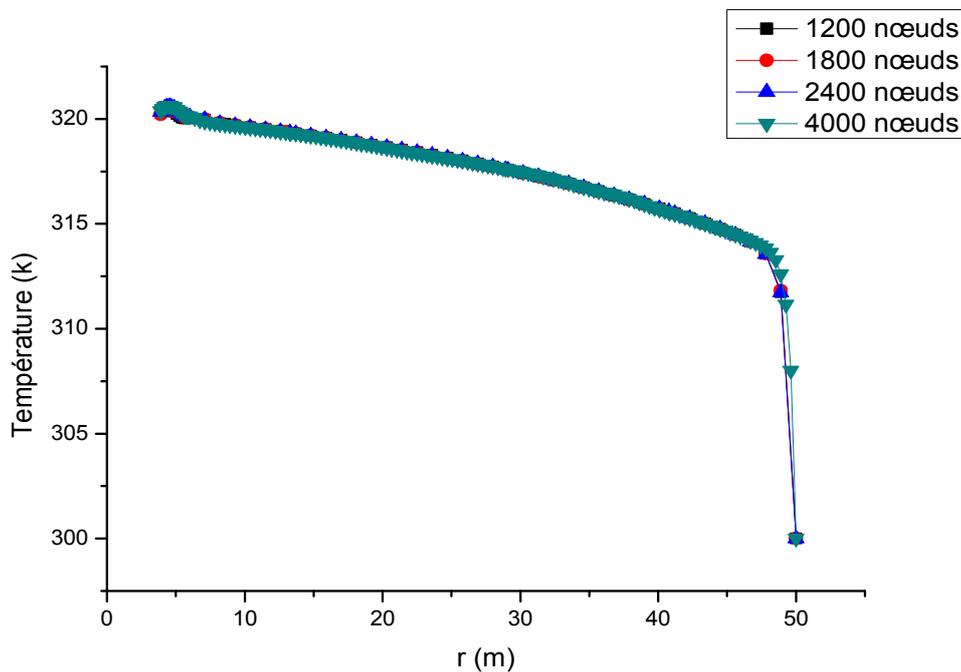


Fig. IV.4 : Profils de température de l'air le long du collecteur pour différents nombres de nœuds (première configuration)

Tableau IV.2: Optimisation du maillage par le débit (première configuration)

Nombre de nœuds du maillage	Débit à la sortie de la cheminée (kg/s)	Erreur %
1200	1316,7358	/
1800	1322,2596	0,42%
2400	1323,8749	0,12%

IV.3.1.2 Effet du nombre de Ra (première configuration)

L'effet du nombre de Rayleigh sur le transfert de chaleur et l'écoulement de l'air à l'intérieur du système, pour les régimes laminaire et turbulent, en stationnaire et variable, a été examiné. Les résultats sont présentés dans ce qui suit.

IV.3.1.2.1 Cas du régime laminaire stationnaire (première configuration)

Dans la réalité, les écoulements dans les cheminées solaires sont en régime turbulent. Pour considérer que l'écoulement est laminaire ($Ra < 10^8$) [69], les propriétés du fluide, (masse volumique, capacité spécifique, viscosité dynamique et conductivité) sont modifiées, mais le nombre de Prandtl (Pr) est maintenu égal à 0,74.

➤ Les isothermes

Les champs des isothermes en fonction du nombre de Rayleigh dans toute la cheminée solaire, sont représentés dans la figure IV.5. Il est aisé de noter une stabilité convective pour tous les nombres de Ra (aucune cellule convective).

Dans le collecteur les isothermes sont parallèles aux parois et sont constituées de plusieurs couches. L'augmentation du nombre de Ra induit d'autres couches dans le collecteur, résultant de l'augmentation du gradient de température entre les surfaces du collecteur, qui influe favorablement sur l'intensité de la convection naturelle. Dans ce cas, le transfert de chaleur se fait principalement par pseudo conduction. Par ailleurs, une légère déformation des isothermes est constatée à l'entrée du collecteur, due à condition de température (constante) à l'entrée de ce dernier.

Par contre, dans la tour (cheminée), on observe seulement deux couches, l'augmentation du nombre de Ra n'a quasiment pas d'effet sur les isothermes (transfert de chaleur négligeable).

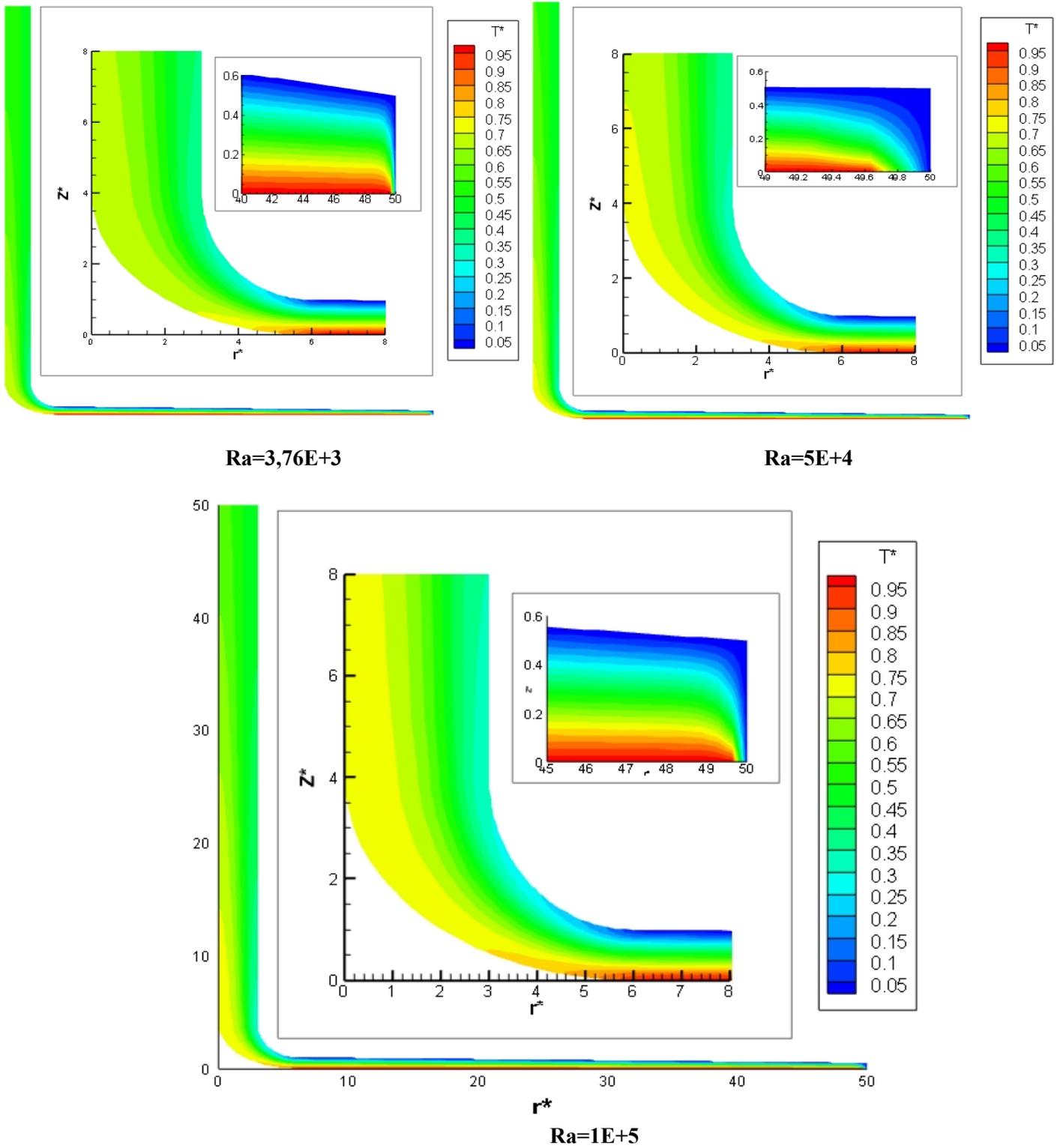
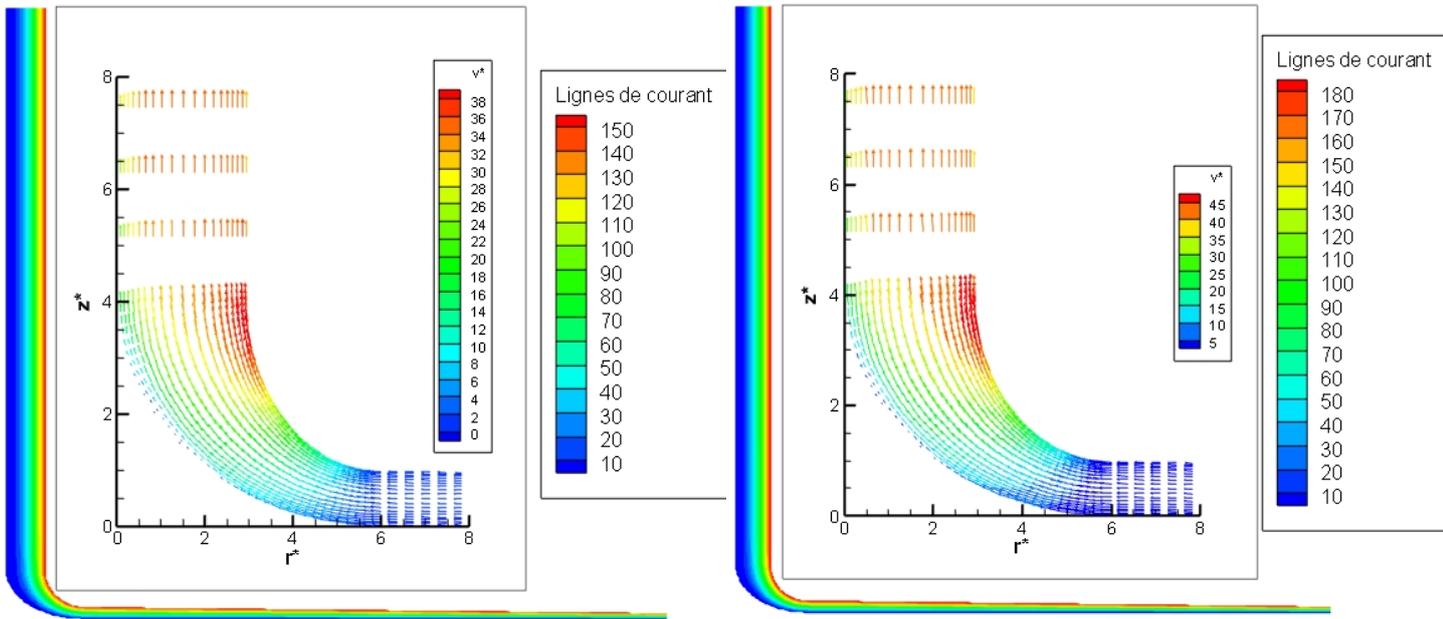
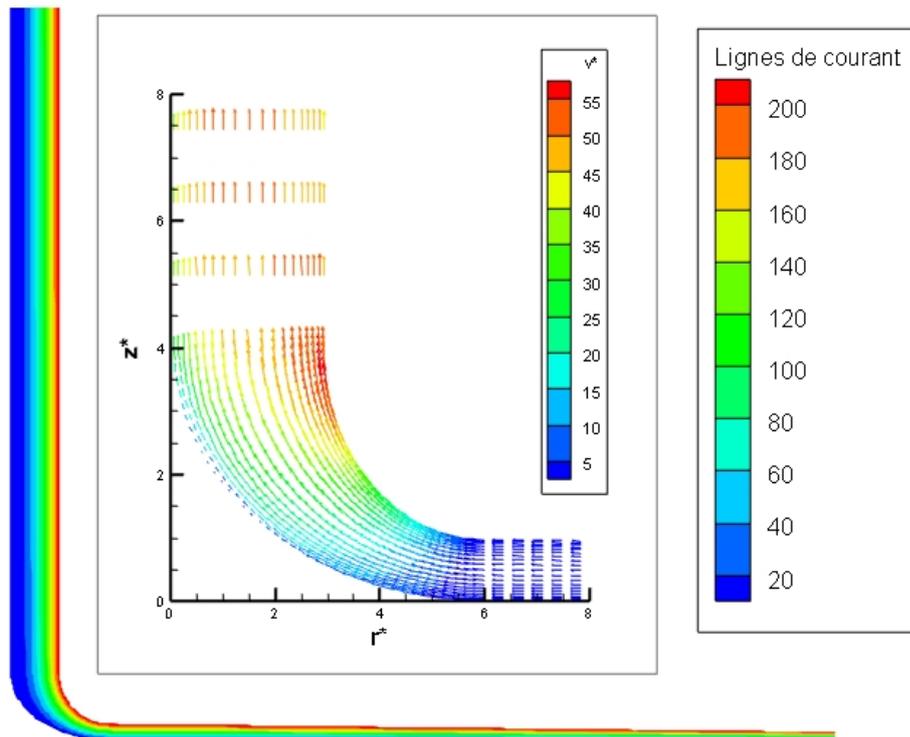


Fig. IV.5: Isothermes pour différents nombres de Ra en régime laminaire (première configuration)



$Ra=3,76E+3$

$Ra=5E+4$



$Ra=1E+5$

Fig. IV. 6 : Lignes de courant et vecteurs de vitesse de l'air pour différents nombres de Ra en régime laminaire (première configuration)

➤ Les lignes de courant et les vecteurs de vitesse

La figure IV.6 représente les lignes de courant et les vecteurs de vitesse. Nous pouvons remarquer que pour tous les nombres de Rayleigh ($Ra = 3,76E+3$, $5E+4$ et $1E+5$), les lignes de courant sont lisses le long du collecteur et de la cheminée et parallèles aux parois horizontales et verticales, où la fonction de courant maximale est située près de la paroi supérieure du collecteur. L'augmentation du nombre de Ra a engendré une augmentation de la fonction de courant maximale (pour $Ra = 3,76E+3$, $\Psi_{\max}^* = 150$, pour $Ra = 5E+4$, $\Psi_{\max}^* = 180$ et pour $Ra = 1E+5$, $\Psi_{\max}^* = 200$).

Aucune recirculation n'a été enregistrée dans la jonction entre le collecteur et la tour, pour toutes les valeurs du nombre de Rayleigh (écoulement stable le long de la cheminée), ce qui privilégie l'utilisation de la jonction courbée dans le cas de la cheminée réelle.

Il apparaît en outre que la vitesse est d'autant plus élevée que nombre de Rayleigh est grand, avec une valeur maximale située approximativement à l'entrée de la cheminée [14], résultant de la conservation du débit.

➤ Les profils de vitesse

La vitesse adimensionnelle de l'air à l'entrée de la tour en fonction du nombre de Ra a été examinée. Nous remarquons sur la figure IV.7 que tous les profils ont une forme similaire. La vitesse est proportionnelle au nombre de Ra . Par ailleurs, une diminution de la vitesse à côté de l'axe de symétrie, résultant des conditions aux limites (vitesse = 0), est observée.

Pour la vitesse adimensionnelle de l'air à la sortie du collecteur et pour une section r^* ($r^* = r/H$, avec $H = 1m$), égale à 30, les profils représentés respectivement sur les figures IV.8 et IV.9, montrent que la vitesse de l'air augmente avec le nombre de Ra [14], mais diminue avec l'augmentation du rayon du collecteur.

➤ Les profils de température

Quant à la température adimensionnelle de l'air à la sortie du collecteur, il est aisé de remarquer que pour tous les nombres de Ra étudiés, les profils de température, sont superposés au niveau du milieu du collecteur, mais s'écartent légèrement les uns des autres aux entrée et sortie du collecteur (figure-IV.10).

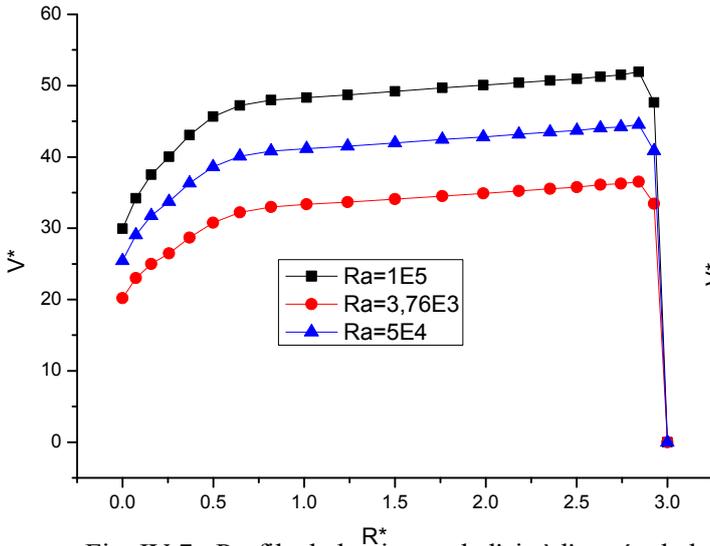


Fig. IV.7 : Profils de la vitesse de l'air à l'entrée de la cheminée pour différents nombres de Ra (régime laminaire)

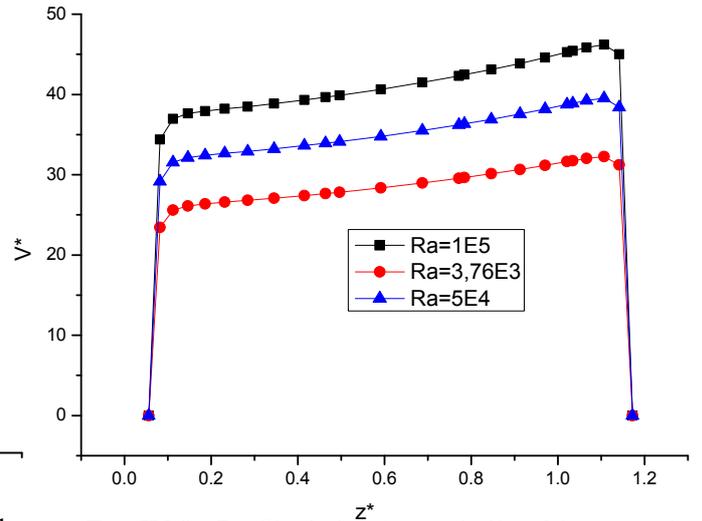


Fig. IV.8 : Profils de la vitesse de l'air à la sortie du collecteur pour différents nombres de Ra (régime laminaire)

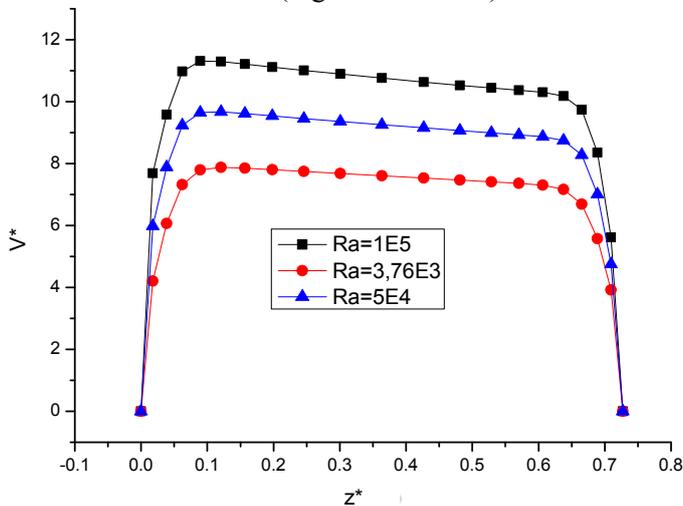


Fig. IV.9 : Profils de la vitesse de l'air à une section $r^* = 30$ du collecteur pour différents nombres de Ra (régime laminaire)

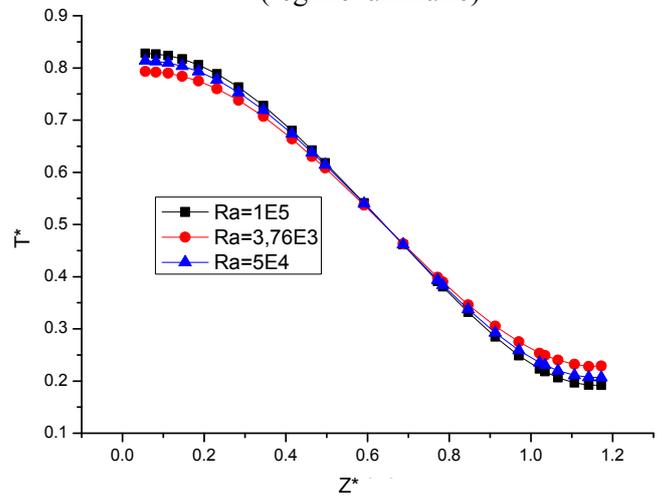


Fig. IV.10 : Profils de la température de l'air à la sortie du collecteur pour différents nombres de Ra (régime laminaire)

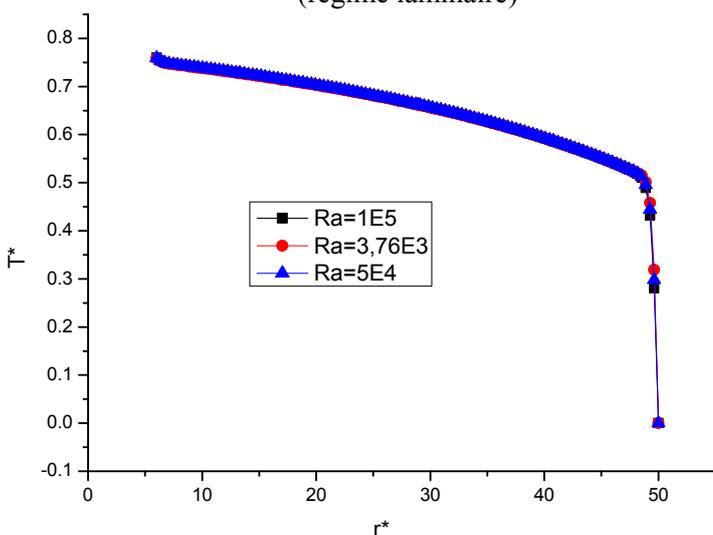


Fig. IV.11 : Profils de la température de l'air le long du collecteur à une section $z^* = 0,25$ pour différents nombres de Ra (régime laminaire)

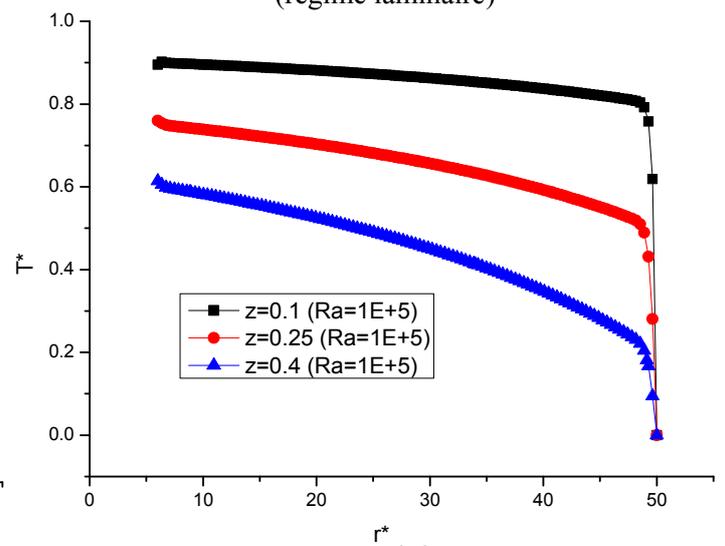


Fig. IV.12 : Profils de la température de l'air le long du collecteur pour plusieurs sections à $Ra=1E5$ (régime laminaire)

L'examen des profils de température adimensionnelle de l'air (figure IV.11), permet de noter une variation de température le long du collecteur à une section $z^* = 0,25$. On constate pour toutes les valeurs de Ra, d'une part, que la température de l'air augmente d'autant plus que ce dernier se rapproche de l'entrée de la cheminée, et d'autre part que l'écart de température entre l'entrée et la sortie du collecteur augmente. Les profils de température sont néanmoins superposés, du fait que la chaleur se propage de manière similaire pour toutes les valeurs de Ra.

Pour différentes sections du collecteur, $z^* = 0,1, 0,25$ et $0,4$ et pour un nombre de Ra égal à 10^5 , la variation de la température adimensionnelle de l'air le long du collecteur est illustrée par la figure IV.12. Nous pouvons noter que pour $z^* = 0,1$ (près de la paroi inférieure du collecteur) la température augmente brusquement à l'entrée du collecteur, puis reste quasiment constante le long du collecteur. Pour $z^* = 0,25$ (au milieu du collecteur) la température croît rapidement à l'entrée du collecteur puis continue à augmenter progressivement pour atteindre sa valeur maximale à la sortie du collecteur. Alors que pour $z^* = 0,4$ la température augmente progressivement de l'entrée à la sortie du collecteur.

IV.3.1.2.2 Cas du régime laminaire instationnaire (première configuration)

L'effet du temps sur l'écoulement d'air et le transfert de chaleur, pour un régime laminaire dans une cheminée solaire a retenu notre attention. Pour un nombre de Ra = $1E5$, le pas de temps initialement fixé à $0,001s$, est varié. Il a été constaté qu'en augmentant le temps, des changements significatifs apparaissent sur les différents champs et profils de température et de vitesse, puis au bout de $30s$, une stabilisation du système est observée (figure IV.13).

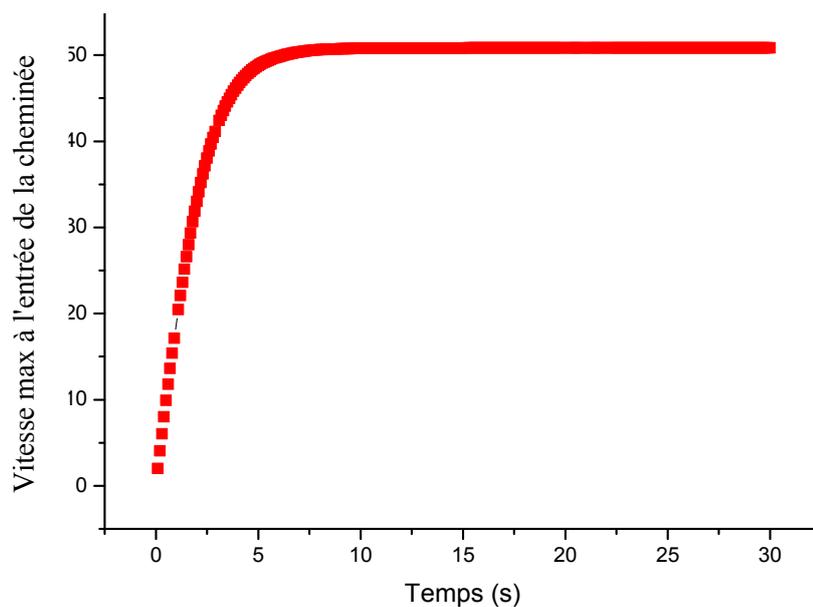


Fig. IV.13 : Variation temporelle de la vitesse maximale de l'air à l'entrée de la cheminée en régime laminaire (première configuration)

➤ Les isothermes

Les champs des isothermes en fonction du temps, dans toute la cheminée solaire, sont présentés sur la figure IV.14. A $t = 0,01$ s, une seule couche dominante dans toute la cheminée solaire est observée, mais près des deux parois du collecteur, d'autres couches commencent à apparaître. Pour $t = 0,1$ s, on remarque que ces couches se développent de plus en plus dans le collecteur, dû à la propagation de la chaleur de la paroi inférieure vers la paroi supérieure. Puis à $t = 30$ s, on constate une stabilité du champ des isothermes, similaire à celui observé dans cas du régime stationnaire pour $Ra = 1E5$.

➤ Les lignes de courant et les vecteurs de vitesse

L'effet du temps sur les lignes de courant et les vecteurs de vitesse de l'air, pour le régime laminaire est illustré par la figure IV.15. Pour $t = 0,01$ s, nous remarquons pour les lignes de courant, la présence de deux couches dans toute la cheminée solaire, dont l'une occupe une moitié et l'autre la seconde moitié. L'apparition d'une troisième couche est constatée quand $t = 0,1$ s. Quant à l'état final ($t = 30$ s) les lignes de courant sont quasiment semblables au cas précédent, sauf que les valeurs deviennent plus élevées.

Pour les vecteurs de vitesse, on note que tous les champs sont semblables, mais avec des valeurs différentes. La vitesse augmente en fonction du temps pour atteindre sa valeur maximale à $t = 30$ s.

➤ Les profils de vitesse

Les figures IV.16, IV.17 et IV.18 montrent la variation des profils de vitesse de l'air en fonction du temps à plusieurs sections (entrée de la cheminée, sortie du collecteur et à une section $r^* = (r/H) = 30$). Nous pouvons remarquer que pour $t < 0,1$ s, les profils sont des lignes droites horizontales (vitesses nulles), puis les vitesses augmentent avec le temps, avec des valeurs maximales situées à l'entrée de la cheminée.

➤ Les profils de température

L'examen du profil de la température adimensionnelle de l'air à la sortie du collecteur, en fonction du temps (figure IV.19) montre que la température est tout d'abord uniforme pour les temps de 0,01 à 0,1 s (ligne droite), puis augmente du côté de la paroi inférieure (côté sol) et diminue ensuite du côté de la paroi supérieure (toit du collecteur).

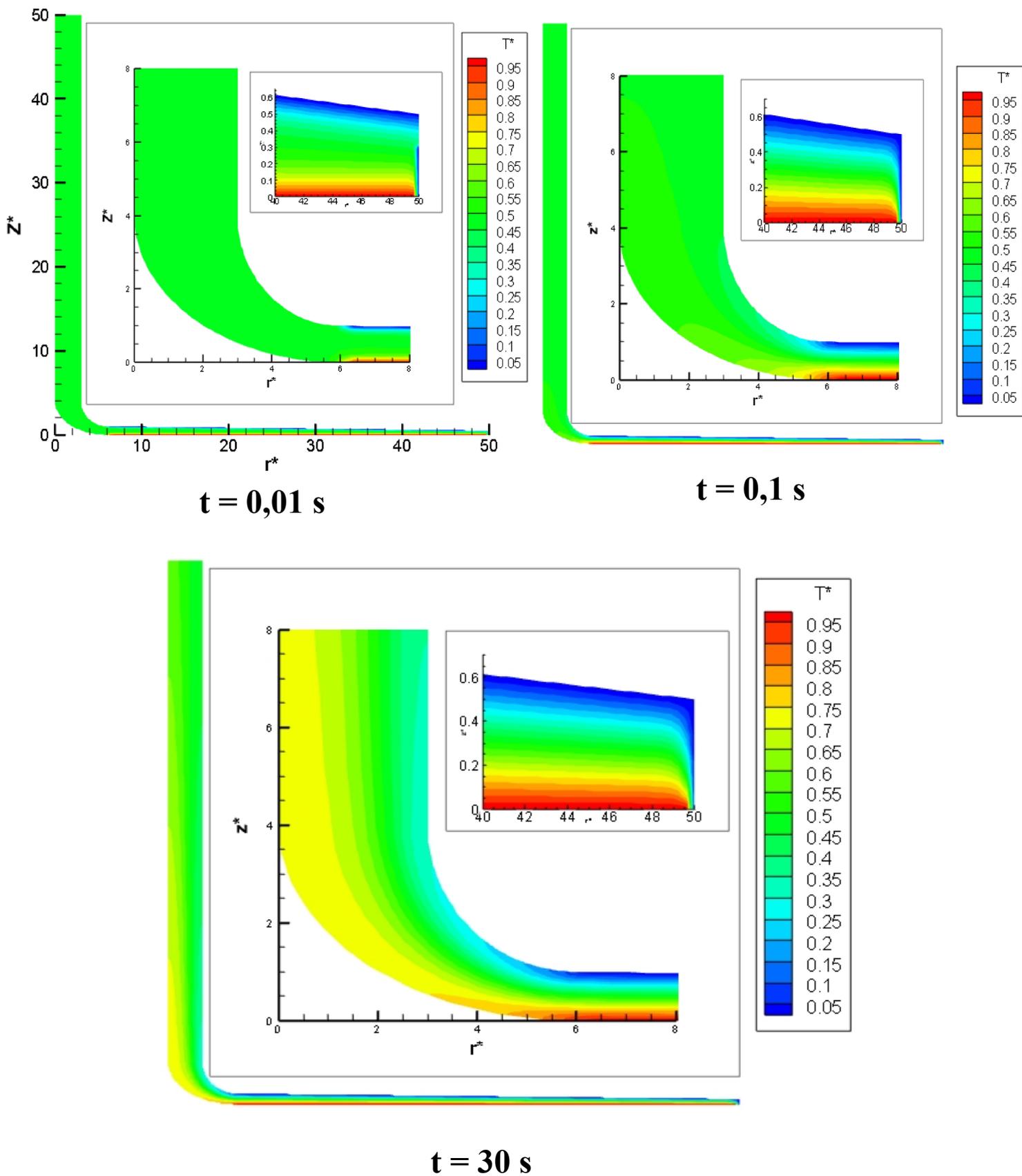


Fig. IV.14: Isothermes en fonction du temps pour $Ra= 1E5$ (première configuration)

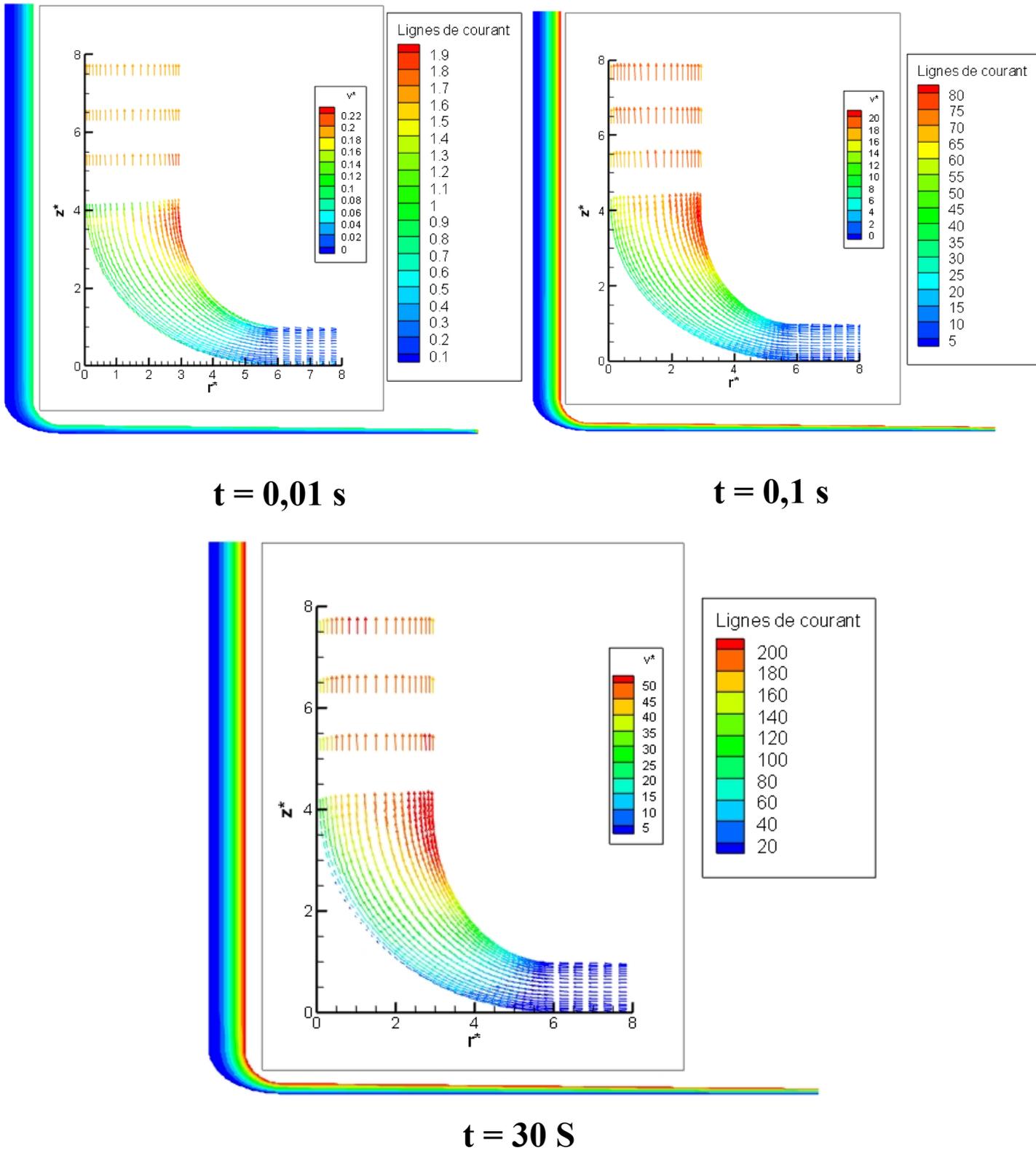


Fig. IV.15 : Lignes de courant et vecteurs de vitesse de l'air en fonction du temps pour $Ra= 1E5$ (première configuration)

La variation temporelle de la température adimensionnelle de l'air le long du collecteur à une section $z^*=0,25$ est illustrée par la figure IV.20. A partir de $t=1$ s, une stabilité de température est enregistrée (profils superposés), à l'opposé du profil de la température à la sortie du collecteur (figure IV.19).

La température adimensionnelle de l'air le long du collecteur à $t=30$ s, pour plusieurs sections ($z^*=0,1$, $z^*=0,25$ et $z^*=0,4$) est représentée sur la figure IV.21. Il est aisé de remarquer que les profils sont identiques à ceux de la figure IV.12 (régime laminaire stationnaire).

IV.3.1.2.3 Cas du régime turbulent stationnaire (première configuration)

Afin de prédire le comportement thermo- hydrodynamique du mouvement de l'air dans une centrale solaire à cheminée, une étude de l'écoulement turbulent de l'air sous l'effet de la convection naturelle, en fonction du nombre de Ra a été menée. Les résultats sont présentés dans ce qui suit.

➤ Les isothermes

Pour un écoulement turbulent et trois nombres de Ra ($2,5E+8$, $8,2E+8$ et $1,25E+9$) les isothermes sont présentées sur la figure IV.22. Nous pouvons remarquer que l'augmentation du nombre de Ra conduit à un renforcement de la stratification de la température, mais entraîne une diminution de la température adimensionnelle. Cela est dû au changement de la vitesse de l'écoulement à l'intérieur de la cheminée solaire, par rapport au régime laminaire.

➤ Les lignes de courant et les vecteurs de vitesse

Nous pouvons aisément remarquer sur la figure IV.22 que les champs de lignes de courant et de vecteurs de vitesse de l'air, pour différents nombres de Ra, ont une forme similaire, avec des valeurs proportionnelles au nombre du Ra.

➤ Les profils de vitesse

L'entrée de la cheminée est une section importante (position de la turbine). A cet effet le profil de vitesse de l'air à cette position en fonction du nombre de Ra est étudié. Les profils représentés sur la figure IV.24 ont la même allure, et sont proportionnels au nombre du Ra.

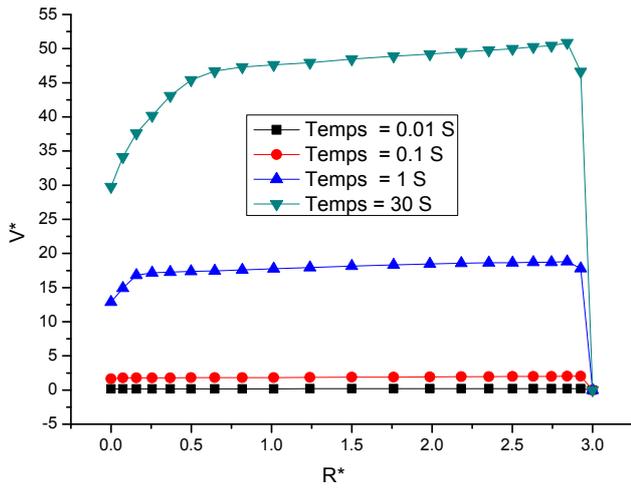


Fig. IV.16 : Variation temporelle du profil de la vitesse de l'air à l'entrée de la cheminée pour $Ra=1E5$

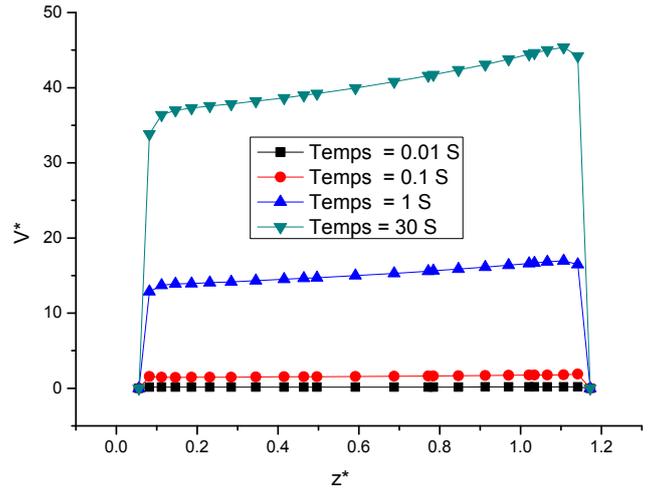


Fig. IV.17 : Variation temporelle du profil de la vitesse de l'air à la sortie du collecteur pour $Ra=1E5$

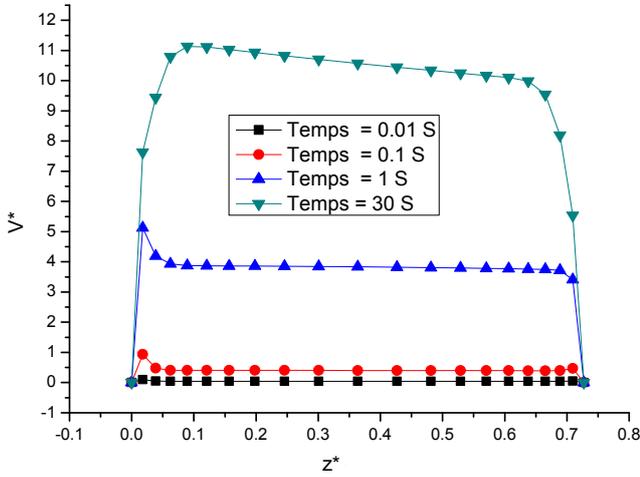


Fig. IV.18 : Variation temporelle du profil de la vitesse de l'air à la section $r^*=30$ du collecteur pour $Ra=1E5$

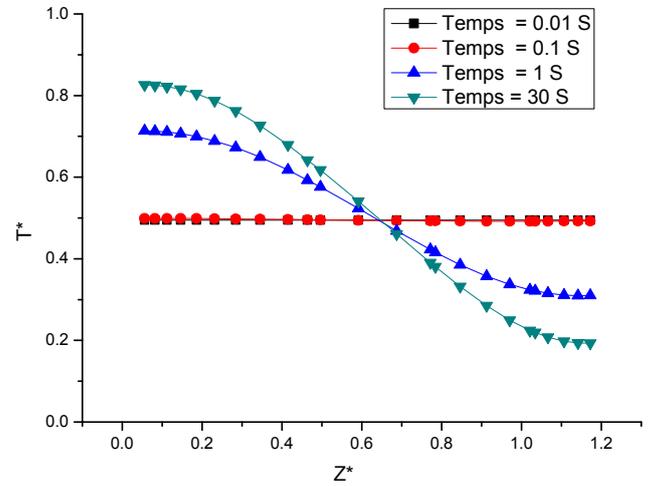


Fig. IV.19 : Variation temporelle du profil de la température de l'air à la sortie du collecteur pour $Ra=1E5$

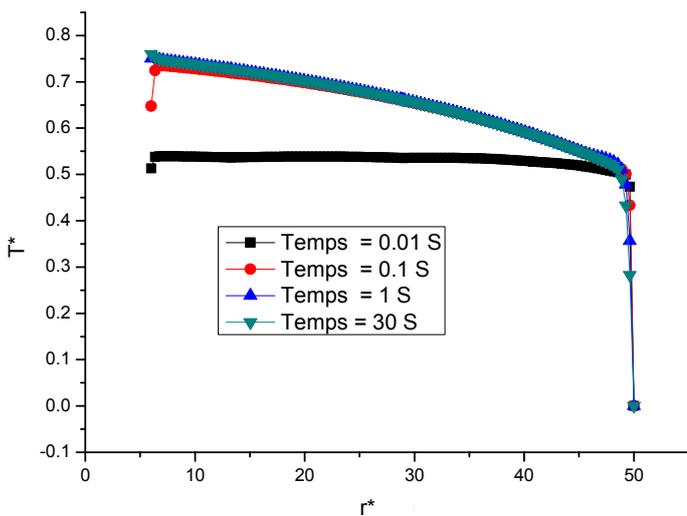


Fig. IV.20 : Variation temporelle du profil de la température de l'air à une section $z^*=0,25$ du collecteur pour $Ra=1E5$

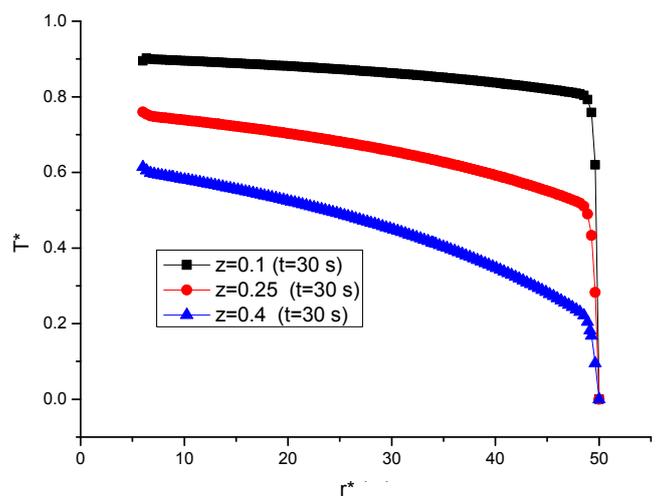


Fig. IV.21 : Profils de la température de l'air le long du collecteur pour plusieurs sections du collecteur à $t=30$ s

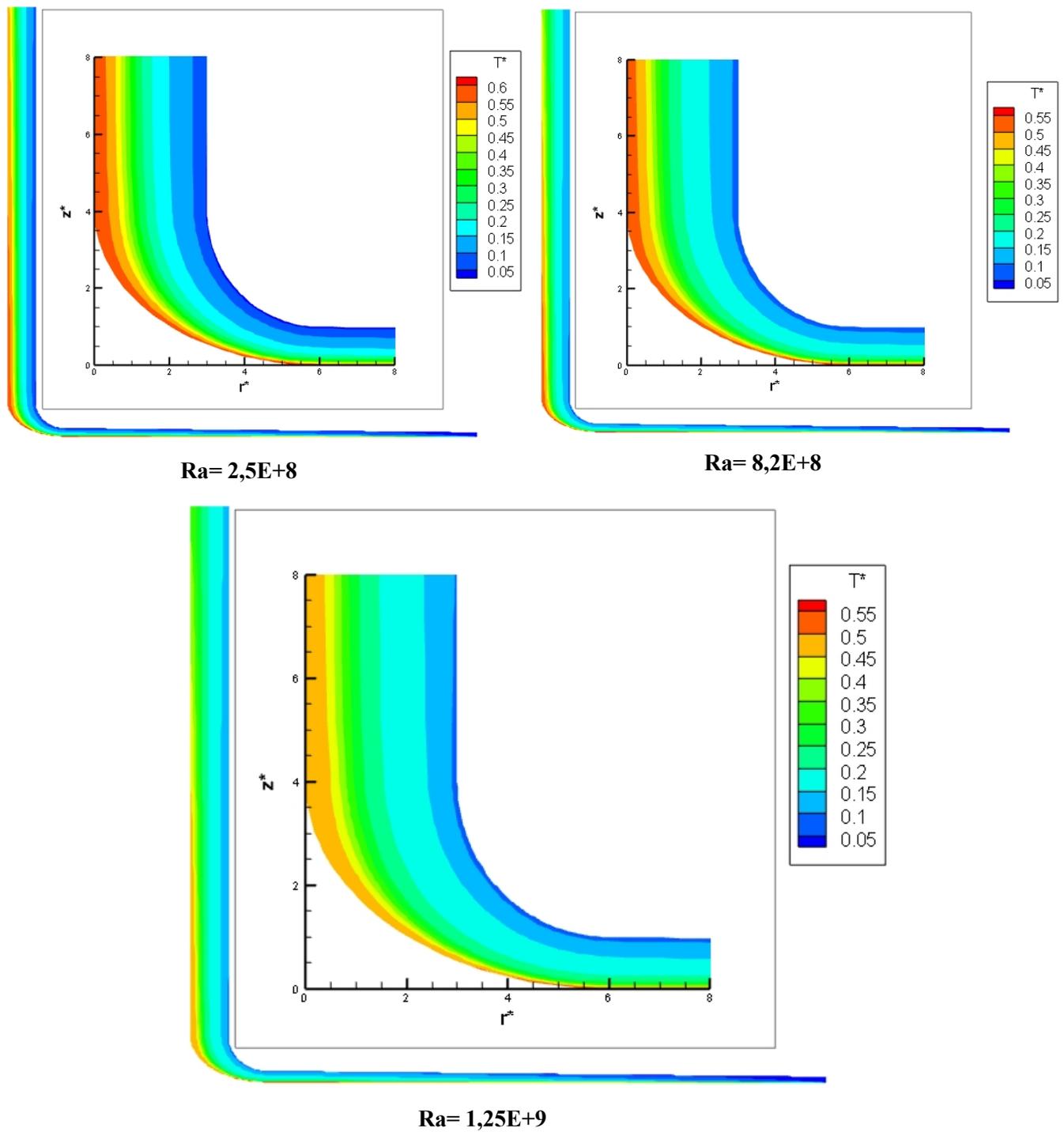


Fig. IV.22 : Isothermes pour différents nombres Ra en régime turbulent (première configuration)

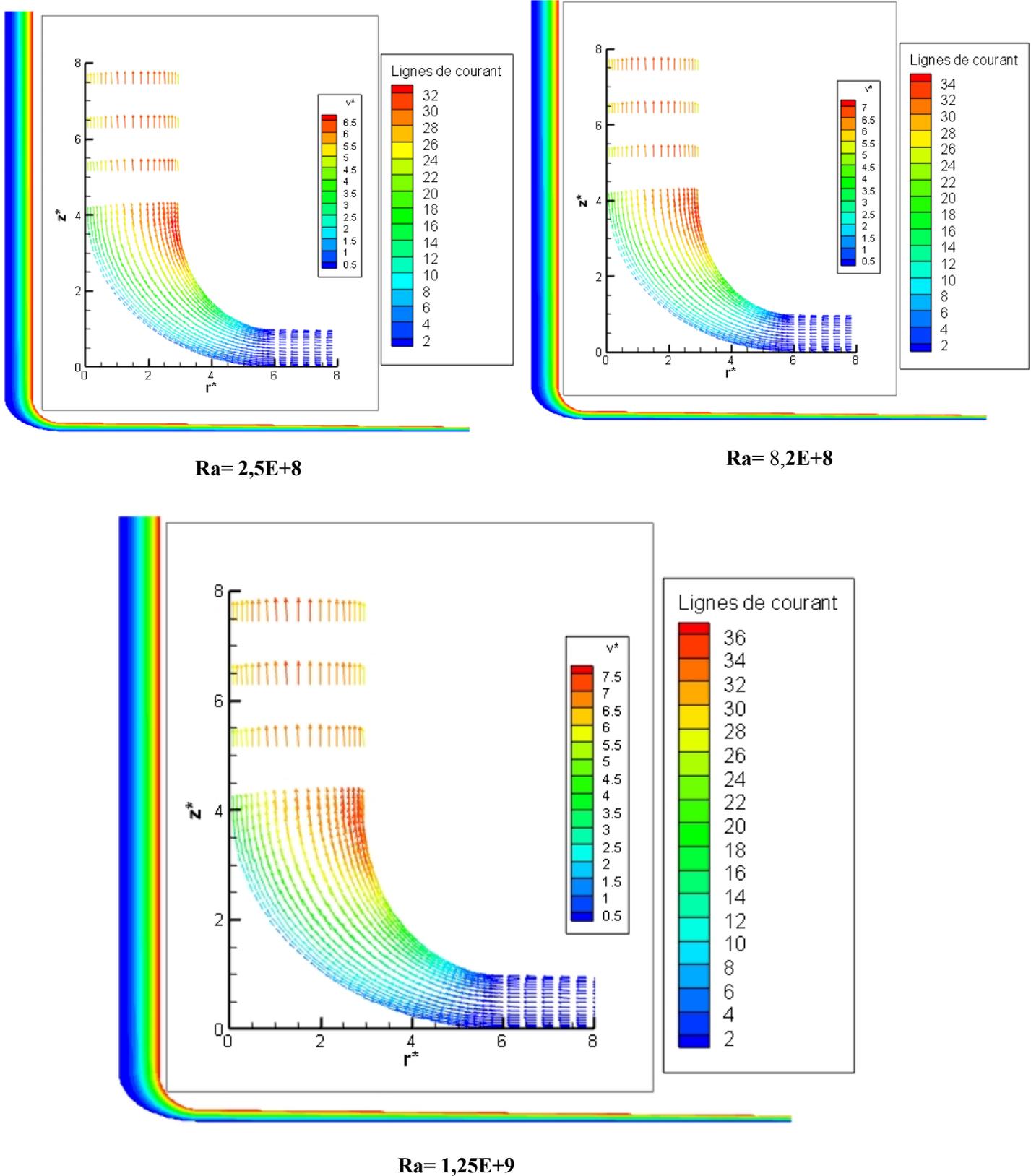


Fig. IV.23 : Lignes de courant et vecteurs de vitesse de l'air pour différents nombres de Ra en régime turbulent (première configuration)

Les profils de vitesse de l'air à la sortie du collecteur (figure IV.25) et à une section $r^*=30$ de ce dernier (figure IV.26) sont différents, dû à la forme du collecteur (la section et le rayon du collecteur sont inversement proportionnels). Par ailleurs, nous pouvons noter que l'augmentation du Rayleigh, entraîne un accroissement de la vitesse pour les deux profils.

➤ Les profils de température

L'examen des profils de température adimensionnelle de l'air à la sortie du collecteur en fonction du nombre de Ra (figure IV.27), permet de noter que pour $Ra=1,25E+9$ et $Ra=8,20E+8$, les profils sont quasiment superposés, ce qui montre que l'effet du nombre Ra est faible par rapport à la vitesse. Ce constat est confirmé par les profils de température adimensionnelle, le long du collecteur à une section $z^*=0,25$ pour différentes valeurs du nombre de Ra (figure IV.28). En effet, les profils pour $Ra=1,25E+9$ et $Ra=8,20E+8$ sont également superposés.

Pour un nombre de $Ra=1.25E+9$, les profils de température adimensionnelle de l'air pour plusieurs sections du collecteur ($z^*=0,1, 0,25$ et $0,4$) sont illustrés sur la figure IV.29. Contrairement au cas du régime laminaire, la température augmente de manière progressive de l'entrée à la sortie du collecteur pour toutes les sections dû à l'augmentation de la vitesse d'écoulement.

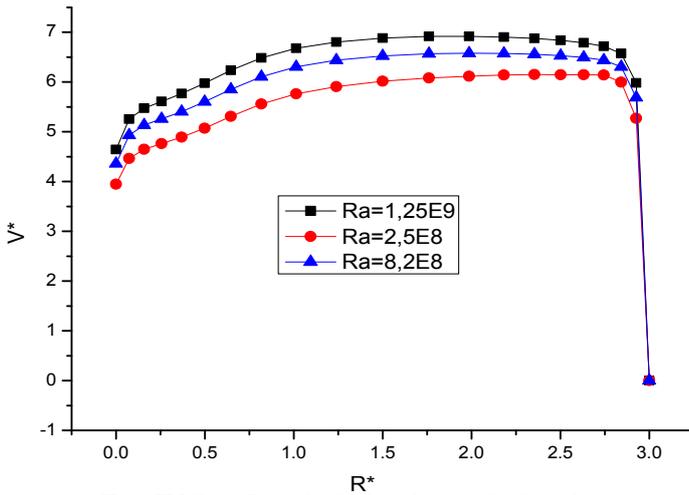


Fig. IV.24 : Profils de la vitesse de l'air à l'entrée de la cheminée pour différents nombres de Ra (régime turbulent)

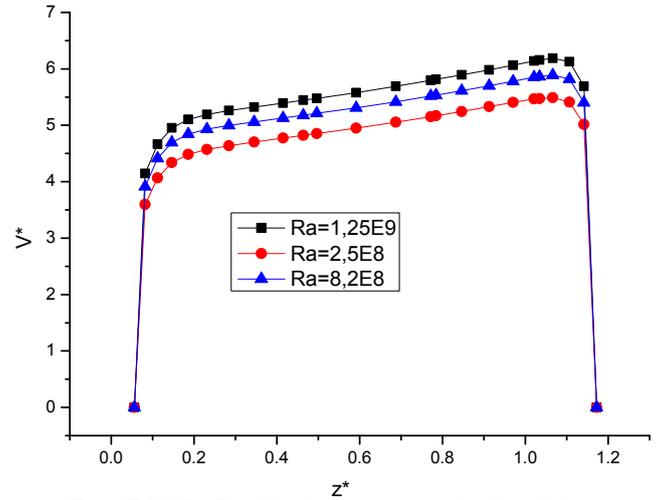


Fig. IV.25 : Profils de la vitesse de l'air à la sortie du collecteur pour différents nombres de Ra (régime turbulent)

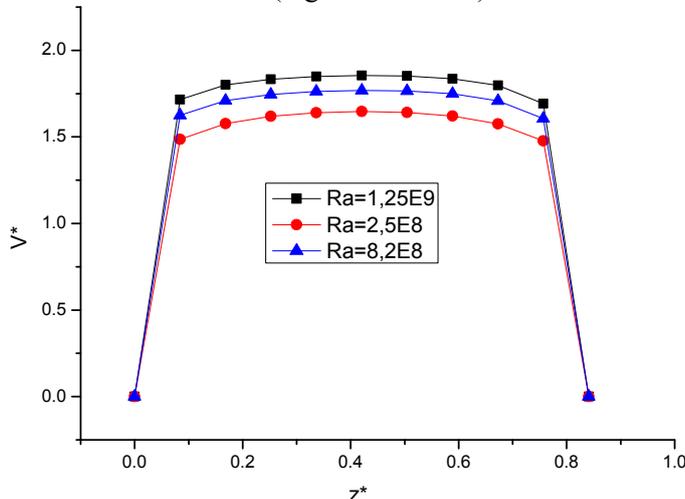


Fig. IV.26 : Profils de la vitesse de l'air à la section $r^*=30$ du collecteur pour différents nombres de Ra (régime turbulent)

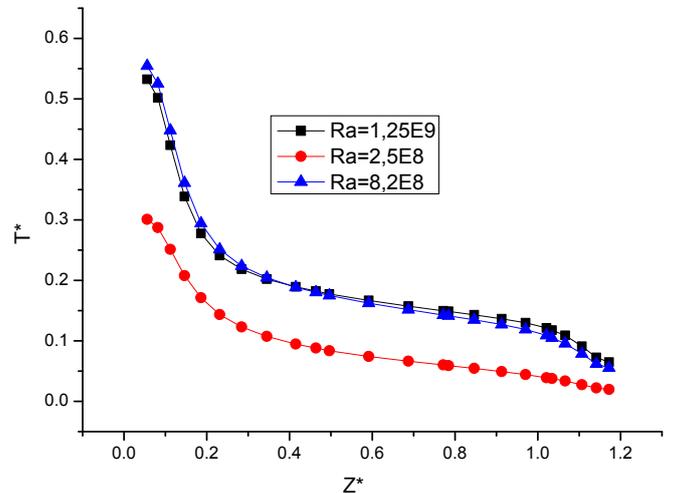


Fig. IV.27 : Profils de la température de l'air à la sortie du collecteur pour différents nombres de Ra (régime turbulent)

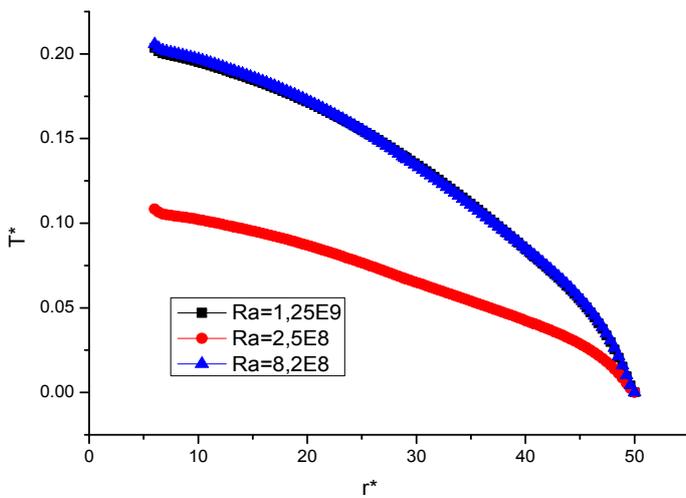


Fig. IV.28 : Profils de la température de l'air le long du collecteur à une section $z^* = 0,25$ pour différents nombres de Ra (régime turbulent)

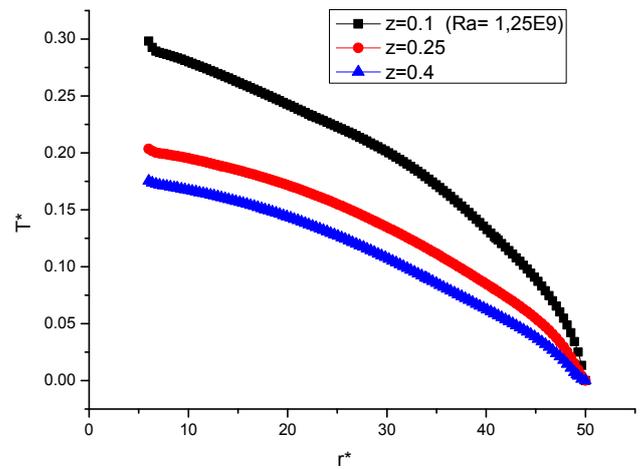


Fig. IV.29 : Profils de la température de l'air le long du collecteur pour plusieurs sections à $Ra=1,25E+9$ (régime turbulent)

IV.3.1.2.4 Cas du régime turbulent instationnaire (première configuration)

L'analyse de l'effet du temps sur l'écoulement de l'air et le transfert de chaleur, dans une centrale à cheminée solaire, pour un régime turbulent et un nombre de $Ra = 1,25E+9$, est menée dans cette partie. La stabilité du système est observée après un temps de calcul de 176 s, tel qu'observée sur la figure IV.30, qui représente la variation temporelle de la vitesse maximale à l'entrée de la cheminée.

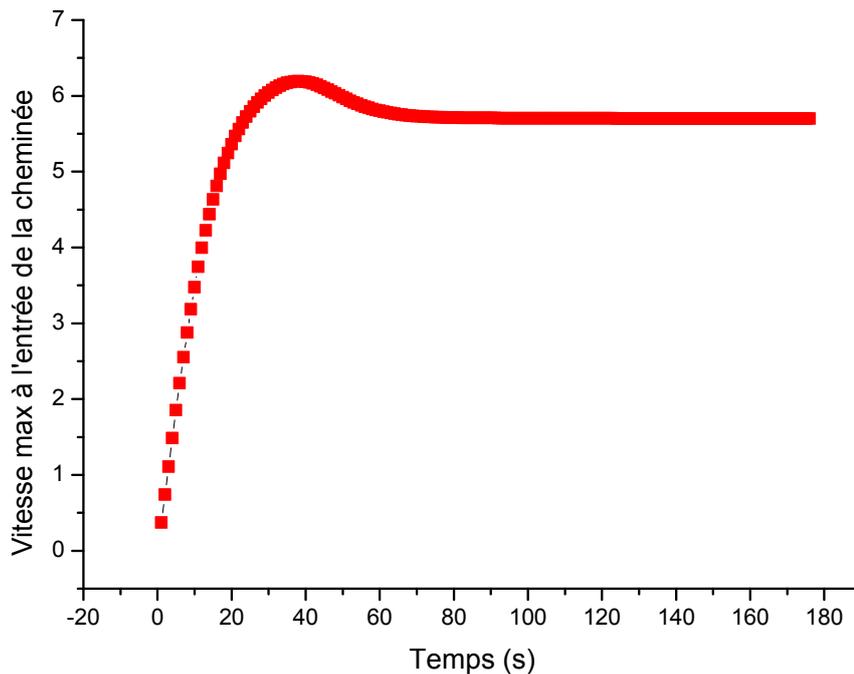


Fig. IV.30 : Variation temporelle de la vitesse maximale de l'air à l'entrée de la cheminée en régime turbulent (première configuration)

➤ Les isothermes

Dans ce type d'écoulement (turbulent), le temps a un effet significatif sur les isothermes, comme le montre la figure IV.31, qui illustre la variation temporelle des isothermes pour un nombre de $Ra = 1,25E+9$. Un changement important est constaté entre l'état final après la stabilisation du système et l'état initial des isothermes, dû à la quantité de chaleur échangée par unité de temps, qui dépend de la vitesse du fluide. En outre, nous pouvons noter que l'état final ($t=176s$) est semblable à l'état stationnaire (figure IV.22), avec néanmoins une légère différence entre les valeurs.

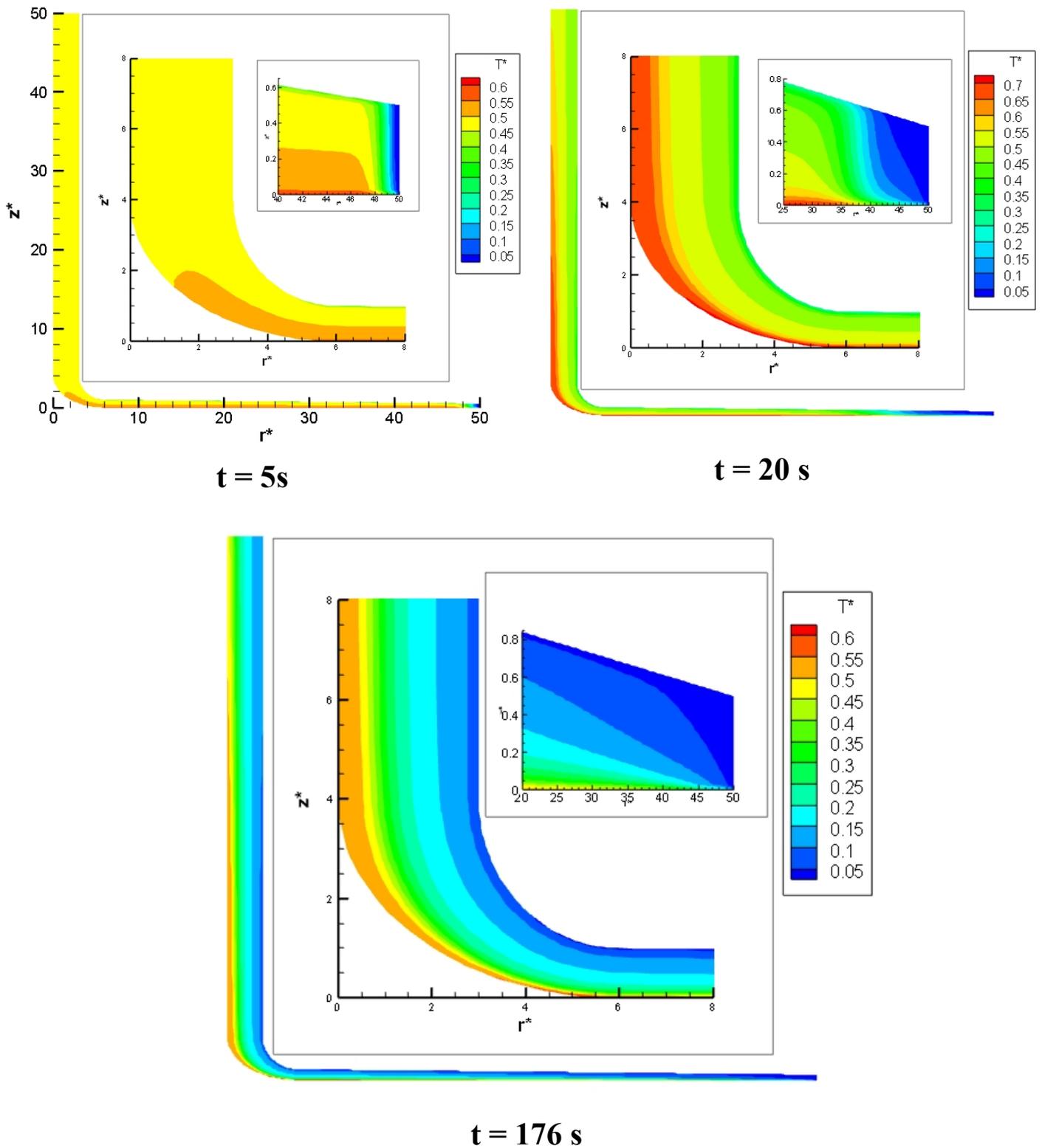


Fig. IV.31 : Isothermes en fonction du temps pour $Ra=1,25E+9$ (première configuration)

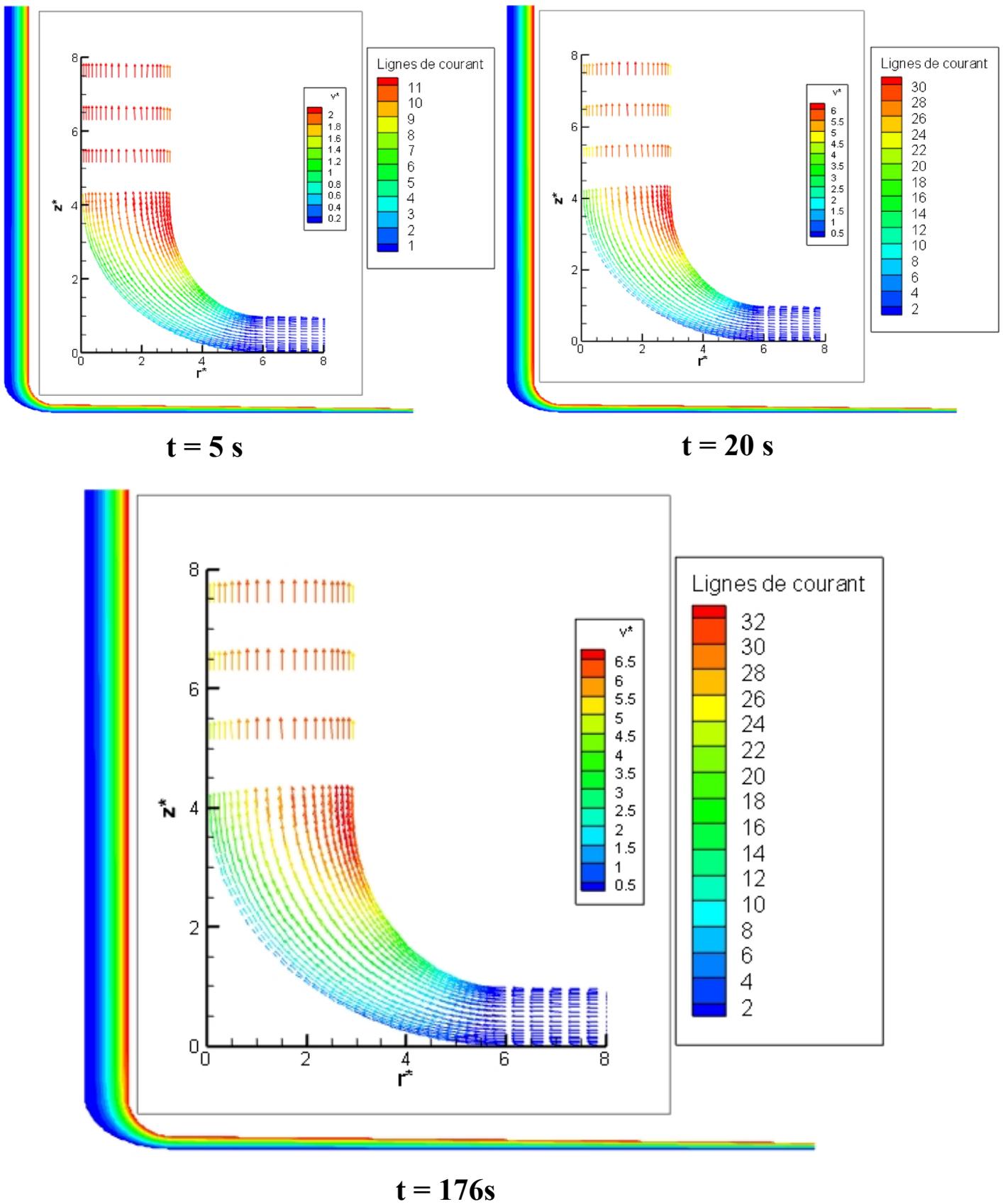


Fig. IV.32 : Lignes de courant et vecteurs de vitesse de l'air en fonction du temps, pour $Ra = 1,25E+9$ (première configuration)

➤ **Les lignes de courant et les vecteurs de vitesse**

L'évolution des champs des lignes de courant et des vecteurs de vitesse de l'air en fonction du temps (figure IV.32), montre une quasi-régularité dans la forme de ces champs. En outre il existe une relation de proportionnalité entre le temps et les valeurs champs.

➤ **Les profils de vitesse**

A $t=5$ s, toutes les formes des profils de vitesse de l'air à l'entrée de la cheminée (figure IV.33), à la sortie du collecteur (figure IV.34) et à une section $r^*=30$ du collecteur (figure IV.35) sont quasiment similaires, résultant de la non-diffusion de la chaleur, qui affecte la vitesse d'écoulement (convection naturelle). Par contre à l'état final, après stabilisation ($t=176$ s), chaque profil a sa propre forme et sa valeur.

➤ **Les profils de température**

A l'opposé de la vitesse de l'air, une diminution de la température adimensionnelle à la sortie du collecteur et le long du collecteur à une section $z^*=0,25$ (figures IV.35 et IV.36) est constatée, quand le temps augmente.

Par ailleurs, les profils de la température adimensionnelle de l'air le long du collecteur pour plusieurs sections (figure IV.37), pour l'état final ($t=176$ s), sont similaires à ceux de l'état stationnaire $Ra = 1,25E+9$ (figure IV.29).

L'étude d'une seconde configuration (la position de la turbine éolienne est prise en compte dans la partie qui lie le collecteur et la tour) sera présentée dans la partie suivante.

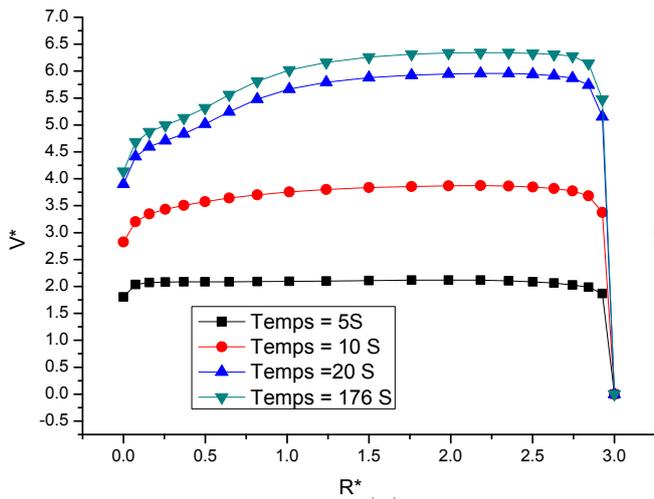


Fig. IV.33 : Variation temporelle du profil de la vitesse de l'air à l'entrée de la cheminée pour $Ra = 1,25E+9$

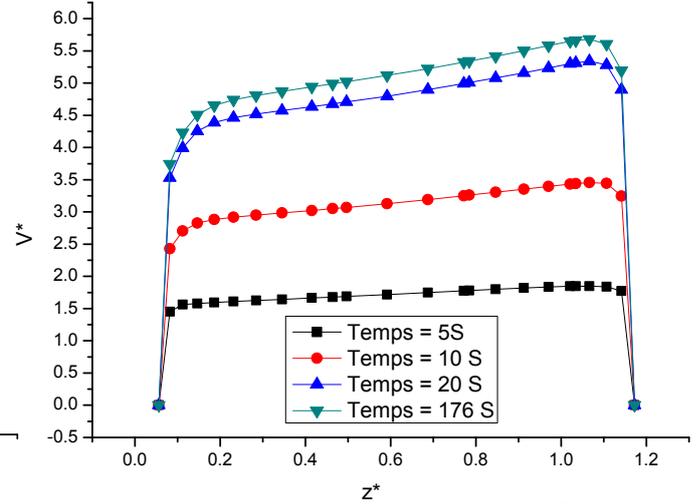


Fig. IV.34 : Variation temporelle du profil de la vitesse de l'air à la sortie du collecteur pour $Ra = 1,25E+9$

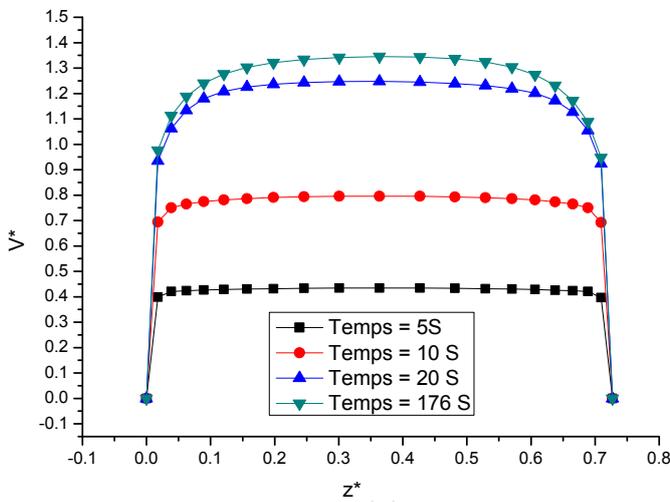


Fig. IV.35 : Variation temporelle du profil de la vitesse de l'air à une section $r^* = 30$ du collecteur pour $Ra = 1,25E+9$

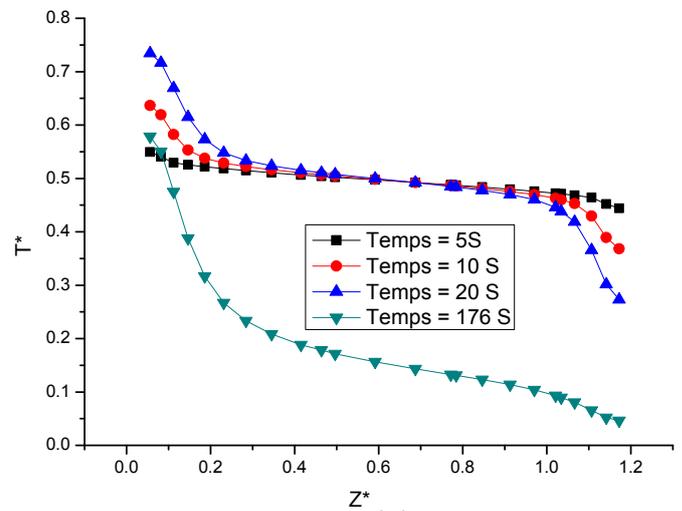


Fig. IV.36 : Variation du profil de la température de l'air à la sortie du collecteur pour $Ra = 1,25E+9$

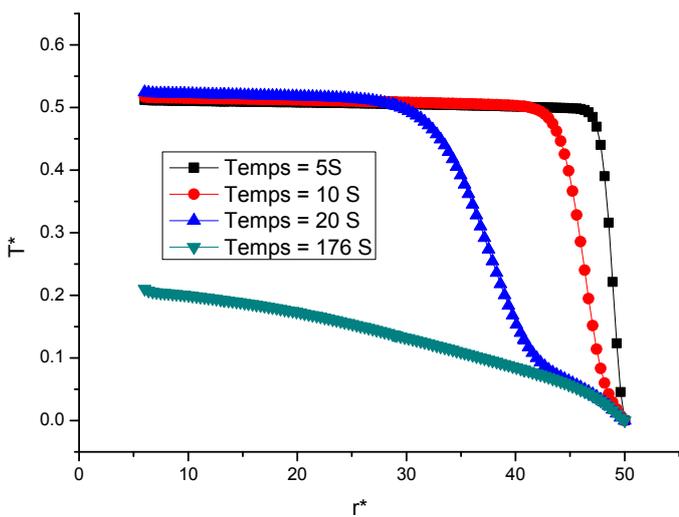


Fig. IV.37 : Variation temporelle du profil de la température le long du collecteur à une section $z^* = 0,25$ pour $Ra = 1,25E+9$

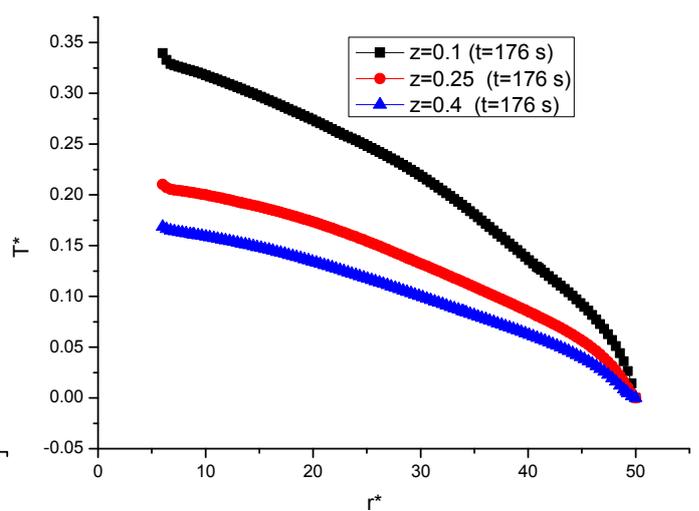


Fig. IV.38 : Variation du profil de la température le long du collecteur pour plusieurs sections, pour $t = 176$ s et $Ra = 1,25E+9$

IV.3.2 Etude adimensionnelle de la deuxième configuration (la position de la turbine éolienne est prise en compte)

L'effet de la prise en compte de la position de la turbine éolienne au sein de la cheminée solaire sur l'écoulement de l'air et le transfert de chaleur, sera finement examiné dans cette partie de la thèse.

IV.3.2.1 Effet du maillage (deuxième configuration)

Pour rendre nos résultats numériques indépendants du nombre de mailles, les deux méthodes retenues pour la première configuration (vérification du profil de la température le long du collecteur et contrôle du débit massique à la sortie de la cheminée), ont été également utilisées pour la seconde configuration. Trois maillages ont été considérés (1400 nœuds, 2000 nœuds et 2600 nœuds). Sur figure IV.39, les profils de la température le long du collecteur pour les trois maillages sont superposés, ce qui permet de retenir un nombre de 2000 nœuds. Ce choix est confirmé par le tableau IV.3 qui regroupe les valeurs des débits massiques à la sortie de la cheminée pour les maillages choisis.

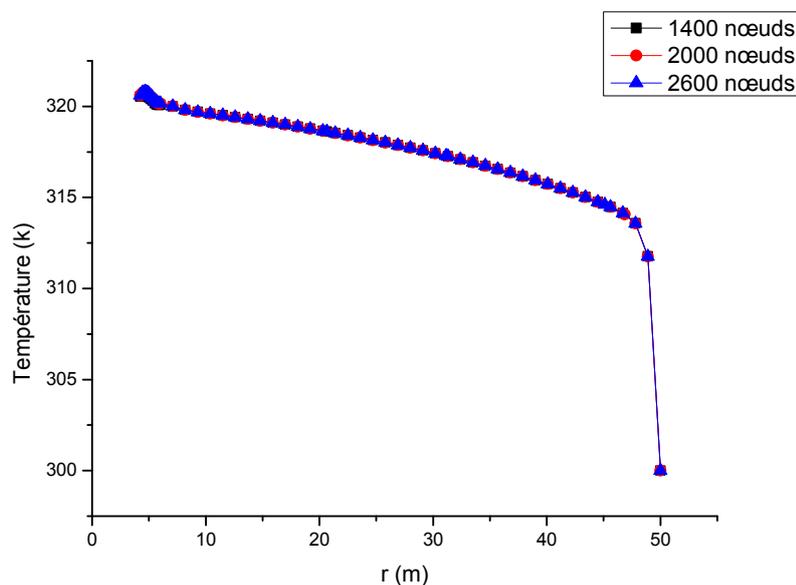


Fig. IV.39 : Profils de la température de l'air le long du collecteur pour différents nombres de nœuds (deuxième configuration)

Tableau IV.3: Optimisation du maillage par le débit (deuxième configuration)

Nombre de nœuds du maillage	Débit à la sortie de la cheminée (kg/s)	Erreur %
1400	1281,823	/
2000	1297,9934	1,26%
2600	1298,2584	0,02%

IV.3.2.2 Effet du nombre de Ra (deuxième configuration)

Les résultats obtenus pour ce cas, seront comparés à ceux de la première géométrie. A cet effet, les simulations seront effectuées avec les mêmes valeurs de Rayleigh et pour les deux régimes d'écoulement (laminaire et turbulent).

IV.3.2.2.1 Cas du régime laminaire stationnaire (deuxième configuration)

La même approche utilisée dans la première géométrie sera employée. Cependant les propriétés du fluide seront modifiées pour avoir des nombres de Ra, de l'ordre de 10^3 à 10^5 .

➤ Les isothermes

L'effet du nombre de Ra sur les isothermes pour la deuxième géométrie, en régime d'écoulement laminaire stationnaire, est présenté sur la figure IV.40. Les isothermes obtenues sont quasiment semblables à celles de la première configuration. Aussi la prise en compte de la position de la turbine sur les champs de température a très peu d'effet.

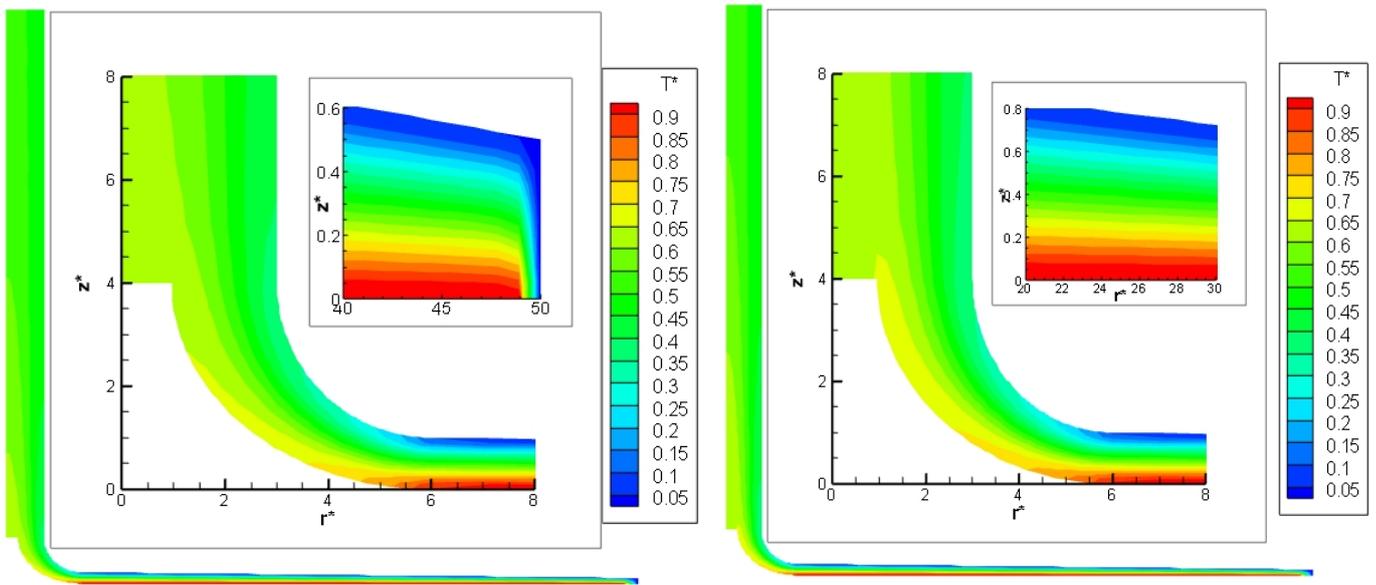
➤ Les lignes de courant et les vecteurs de vitesse

Les lignes de courant et les vecteurs de vitesse adimensionnelle en fonction du nombre de Ra, pour la deuxième configuration, sont représentés sur la figure IV.41. Nous pouvons remarquer que la réduction de la section d'entrée de la cheminée (position de la turbine) n'a presque aucun effet sur les lignes de courant et les vecteurs de vitesse (aucune cellule convective), pour ce régime d'écoulement. De plus, les lignes de courant sont lisses le long du collecteur et de la cheminée pour tous les nombres de Rayleigh.

➤ Les profils de vitesse

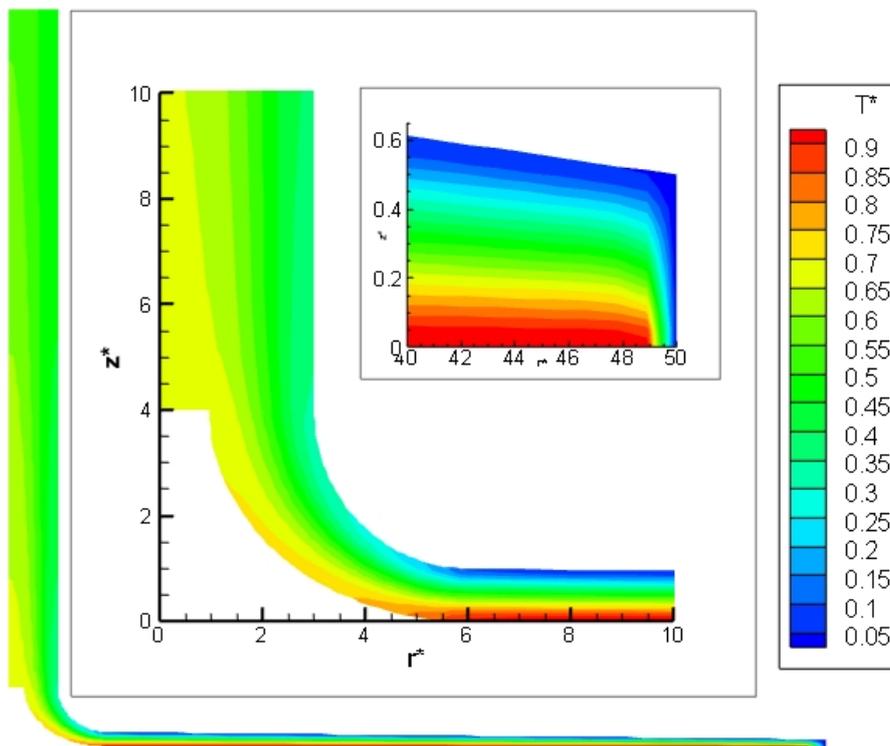
Dans la deuxième configuration et pour un nombre de Rayleigh de $5E4$, une diminution de la vitesse de l'air est constatée à partir du point où la section de la cheminée a été réduite, à l'opposé de la première configuration, pour laquelle la vitesse est quasiment uniforme (figure IV.42).

L'impact de la prise en compte de la position de la turbine sur la vitesse de l'air dans le collecteur est mis en évidence sur les figures IV.43 et IV.44, qui représentent respectivement les profils de la vitesse de l'air à la sortie et à une section $r^*=30$, du collecteur. Pour ce dernier les profils de vitesse de l'air pour les deux configurations sont différents. Alors qu'au niveau de la sortie du collecteur, les profils de vitesse ont la même allure, avec des valeurs de vitesse moindres pour la deuxième configuration.



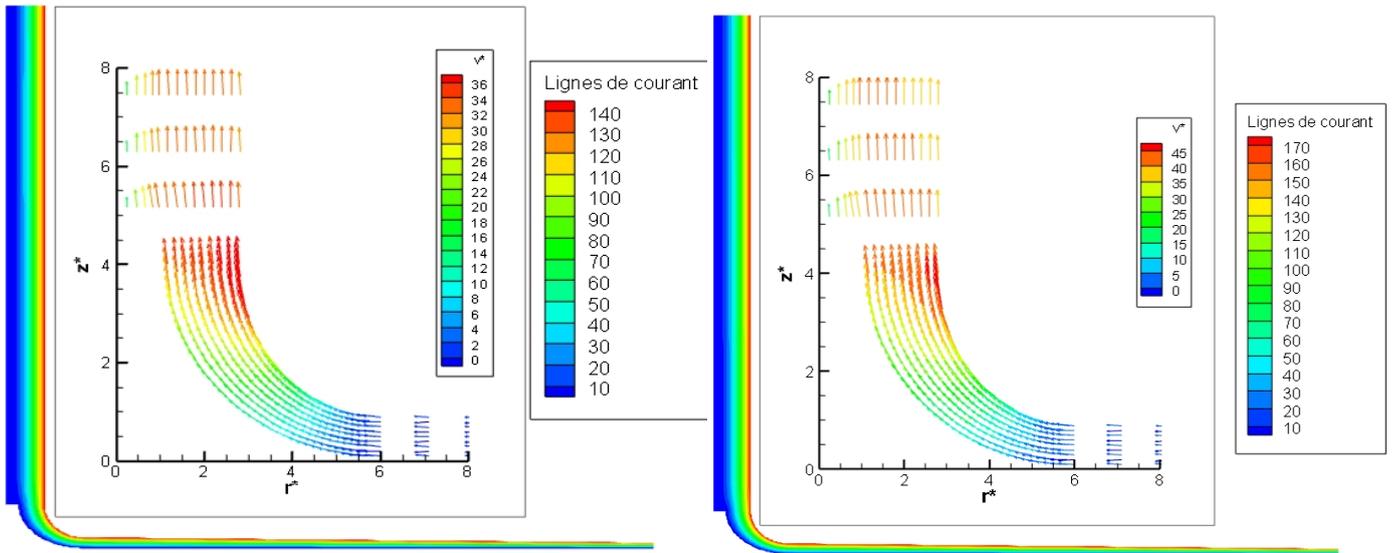
Ra=3,76E+3

Ra=5E+4



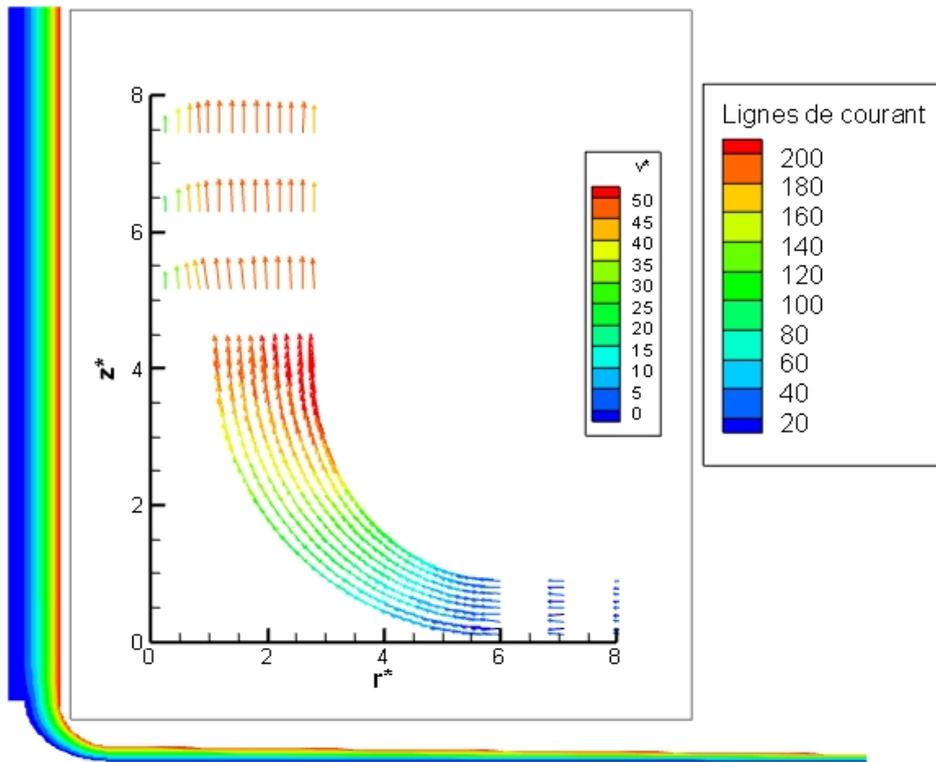
Ra=1E+5

Fig. IV.40 : Isothermes pour différents nombres de Ra en régime laminaire (deuxième configuration).



$Ra=3,76E+3$

$Ra=5E+4$



$Ra=1E+5$

Fig. IV.41 : Lignes de courant et vecteurs de vitesse de l'air pour différents nombres de Ra en régime laminaire (deuxième configuration)

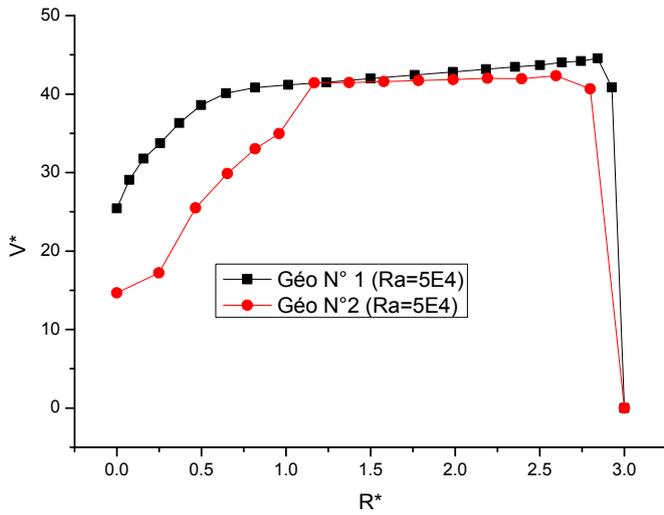


Fig. IV.42 : Profils de la vitesse de l'air à l'entrée de la cheminée pour les deux configurations ($Ra=5E4$)

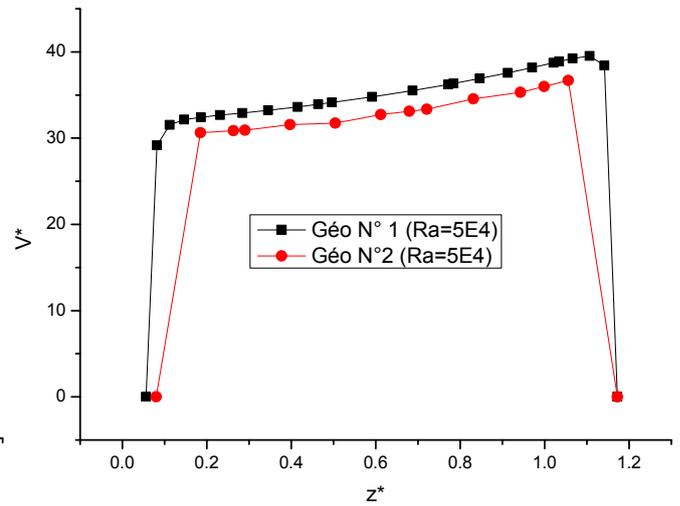


Fig. IV.43 : Profils de la vitesse de l'air à la sortie du collecteur pour les deux configurations ($Ra=5E4$)

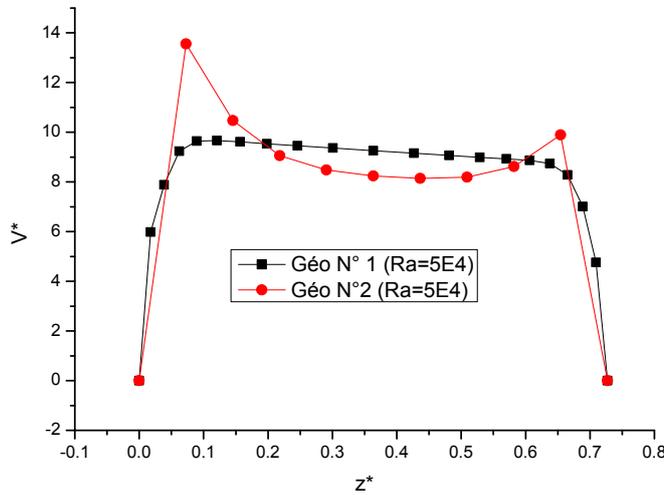


Fig. IV.44 : Profils de la vitesse de l'air à une section $r^*=30$ du collecteur pour les deux configurations ($Ra=5E4$)

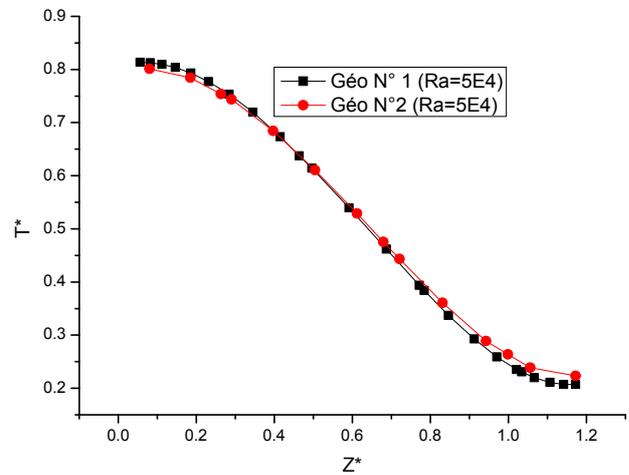


Fig. IV.45 : Profils de la température de l'air à la sortie du collecteur pour les deux configurations ($Ra=5E4$)

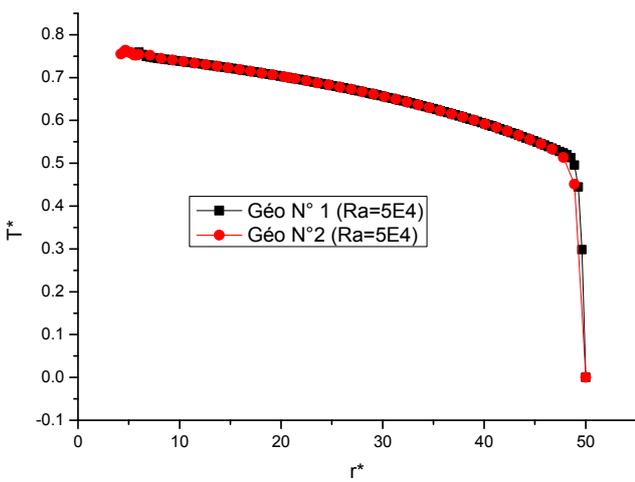


Fig. IV.46 : Profils de la température de l'air le long du collecteur à une section $z^* = 0,25$ pour les deux configurations ($Ra=5E4$)

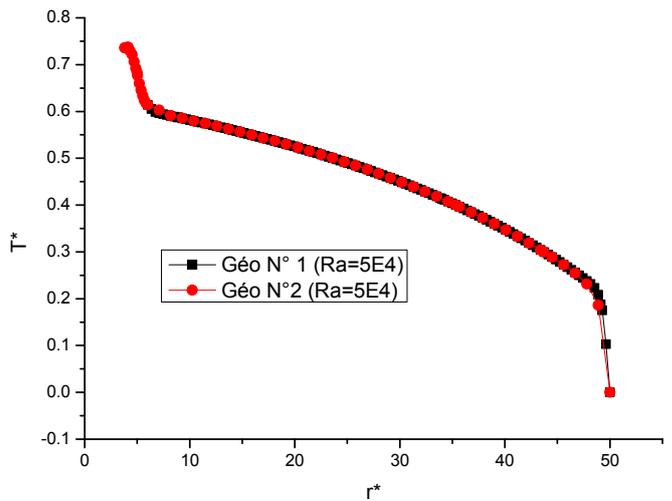


Fig. IV.47 : Profils de la température de l'air le long du collecteur à une section $z^* = 0,4$ pour les deux configurations ($Ra=5E4$)

➤ Les profils de température

Une comparaison des profils de la température adimensionnelle à la sortie du collecteur, et le long du collecteur, aux sections $z^* = 0,25$ et $z^*=0,4$, pour les deux configurations étudiées (figures IV.45, IV.46 et IV.47), permet de noter aisément qu'il existe un très faible écart entre les profils de la température à la sortie du collecteur alors qu'ils sont superposés, tout au long du collecteur, aussi bien pour $z^* = 0,25$, que pour $z^*=0,4$. Ce qui peut être expliqué par la position de la turbine, proche de la sortie du collecteur.

IV.3.2.2.2 Cas du régime laminaire instationnaire (deuxième configuration)

L'effet du temps sur le transfert de chaleur et l'écoulement de l'air pour la seconde configuration est étudié. Le nombre de Rayleigh est fixé à 10^5 .

Il est aisé de remarquer sur la figure IV.48, que la vitesse maximale à l'entrée de la cheminée se stabilise au bout d'un temps de 30 s.

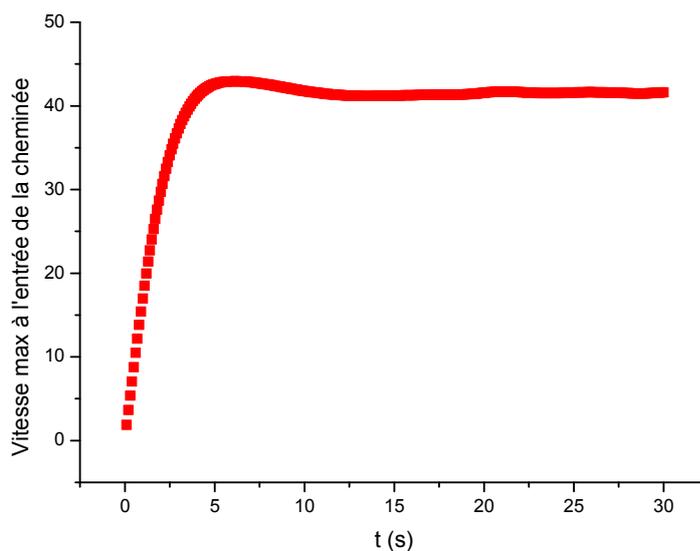


Fig. IV.48 : Variation temporelle de la vitesse maximale de l'air à l'entrée de la cheminée pour un régime laminaire (deuxième configuration)

➤ Les isothermes

Les isothermes pour les temps considérés ($t=0,01$ s et 01 s) et l'état final (30 s, après la stabilité de l'écoulement de l'air), pour la seconde configuration (figure IV.49), sont similaires à celles obtenues pour la première configuration (figure IV.5), ce qui démontre que la prise en compte de la position de la cheminée dans les calculs, n'a aucun effet. Par ailleurs, l'état final (30 s) est identique à celui du régime laminaire stationnaire à $Ra=1E+5$ (figure IV.40).

➤ Les lignes de courant et les vecteurs de vitesse

Il en est de même pour les lignes de courant et les vecteurs de vitesse, en fonction du temps, pour la deuxième configuration (figure IV.50), qui sont également semblables à celles obtenues pour la première configuration (figure IV.15).

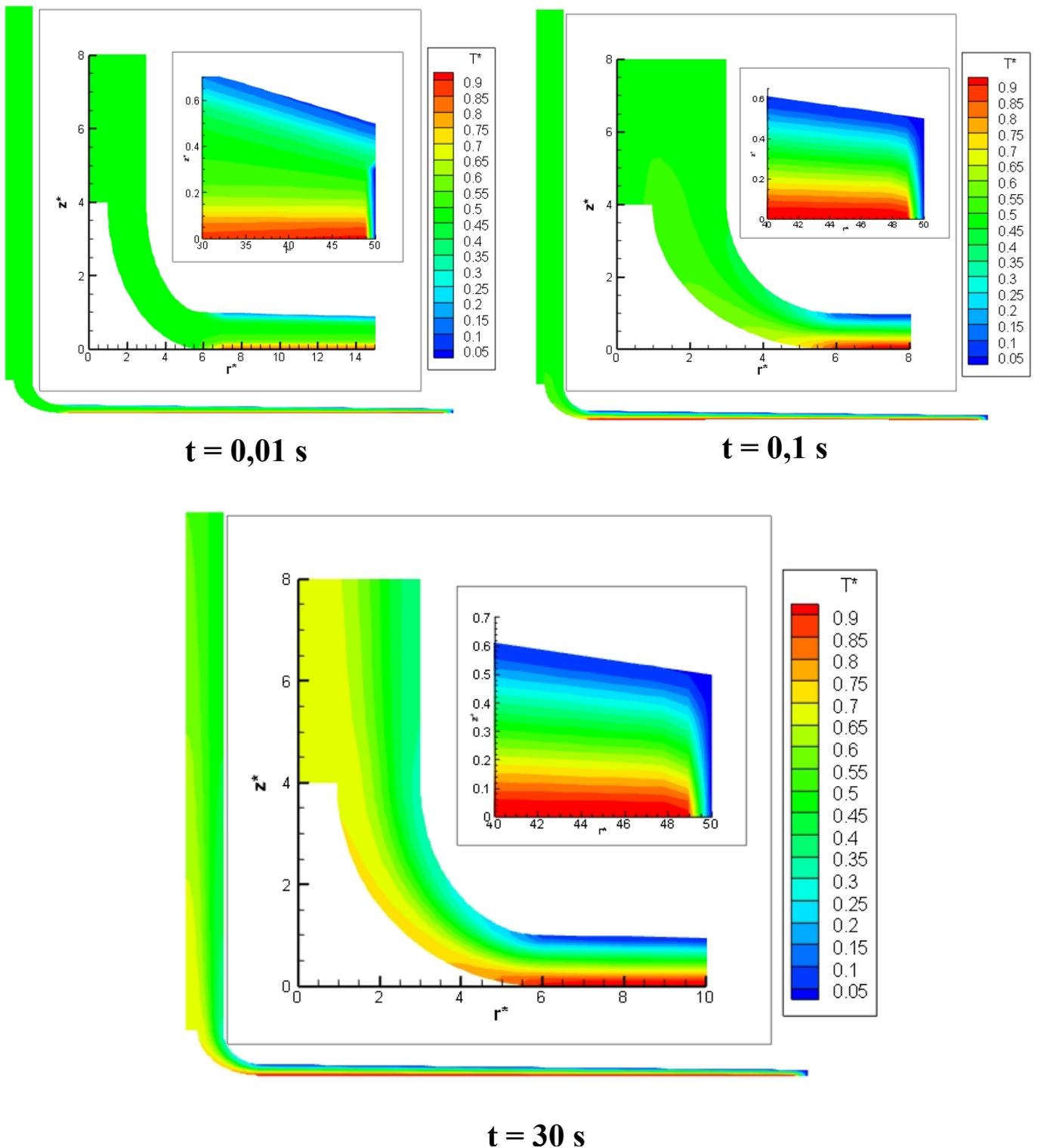


Fig. IV.49 : Isothermes en fonction du temps pour la deuxième configuration ($Ra=1E+5$)

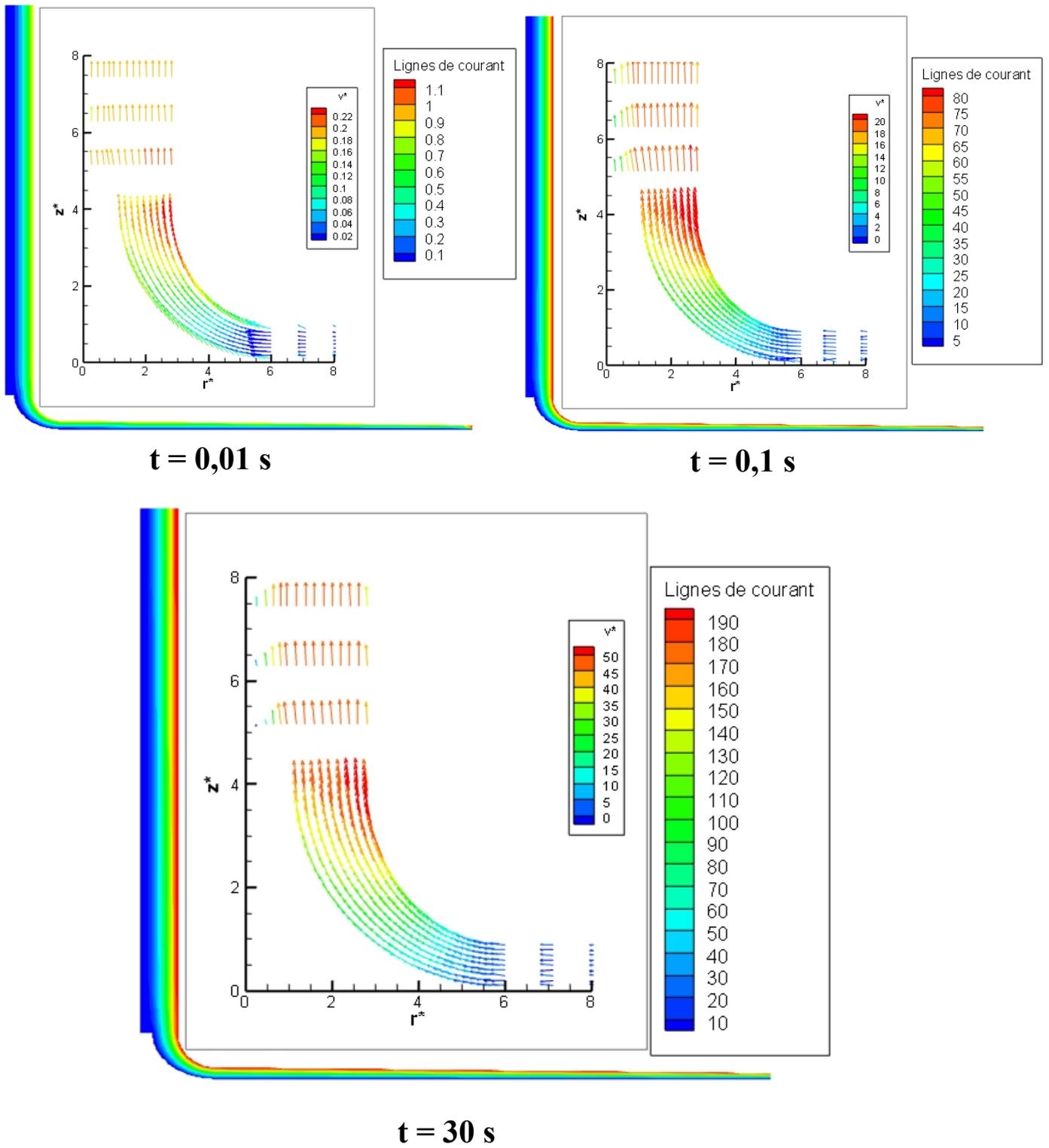


Fig. IV.50 : Lignes de courant et vecteurs de vitesse de l'air en fonction du temps pour la deuxième configuration ($Ra=1E+5$)

➤ Les profils de vitesse

La prise en considération de la position de la turbine éolienne, a par contre un impact sur la variation de la vitesse moyenne adimensionnelle de l'air, à l'entrée de la cheminée, à la sortie et à une section $r^*=30$ du collecteur (beaucoup moins important dans ce dernier cas), à partir de $t=1$ s, (figures IV.51, IV.52 et IV.53). En effet, les courbes des première et deuxième configurations ne sont plus superposées. L'écart est néanmoins très faible pour la vitesse à la section $r^*=30$. La vitesse de l'air dans la seconde configuration est inférieure à celle dans la première géométrie.

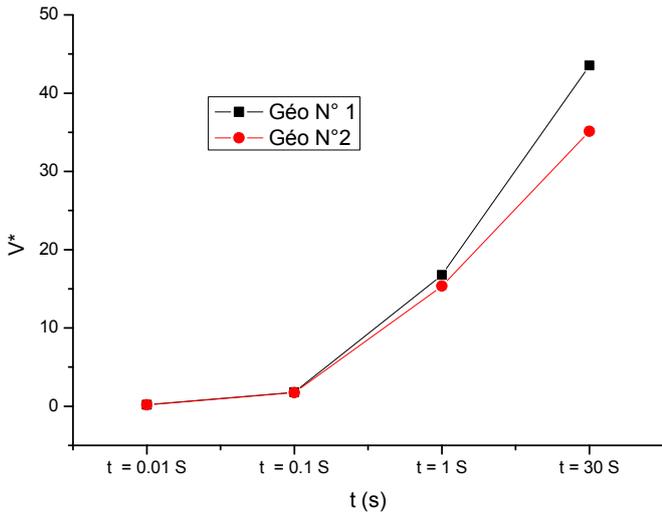


Fig. IV.51 : Variation temporelle de la vitesse moyenne adimensionnelle de l'air à l'entrée de la cheminée pour les deux configurations

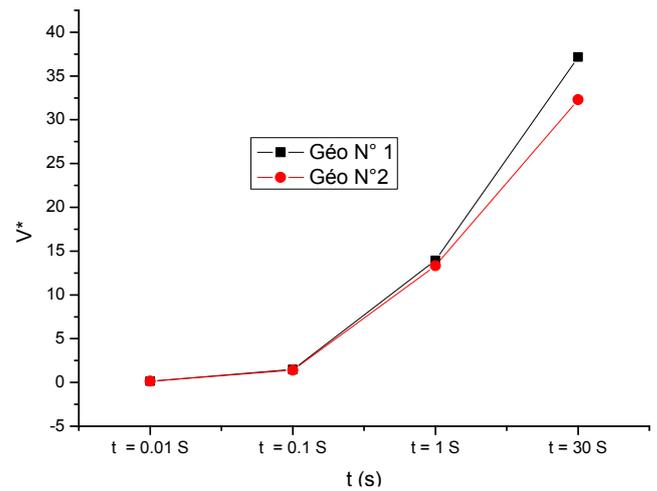


Fig. IV.52 : Variation temporelle de la vitesse moyenne adimensionnelle de l'air à la sortie du collecteur pour les deux configurations

➤ Les profils de température

Les courbes de la variation de la température moyenne adimensionnelle de l'air en fonction du temps à plusieurs sections (sortie du collecteur, le long du collecteur aux sections $z^*=0,25$ et $z^*=0,4$) sont illustrées respectivement par les figures IV.54, IV.55 et IV.56. Ces courbes attirent notre attention que la considération de la position de turbine dans la géométrie de la cheminée solaire a un effet important sur la température, en le régime laminaire instationnaire.

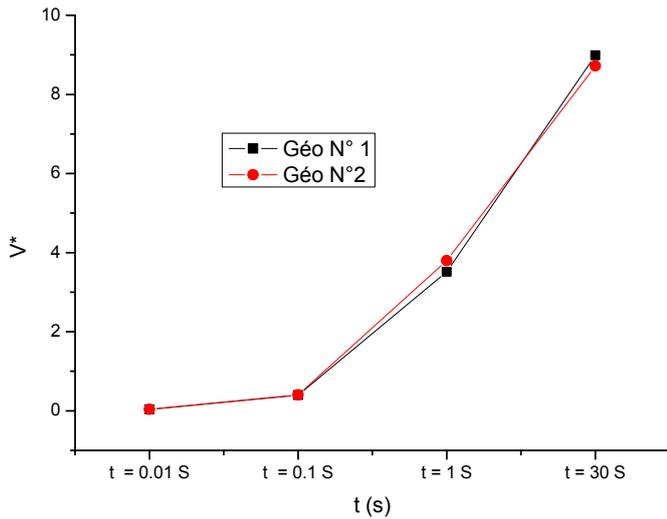


Fig. IV.53 : Variation temporelle de la vitesse moyenne adimensionnelle de l'air à une section $r^*=30$ du collecteur pour les deux configurations

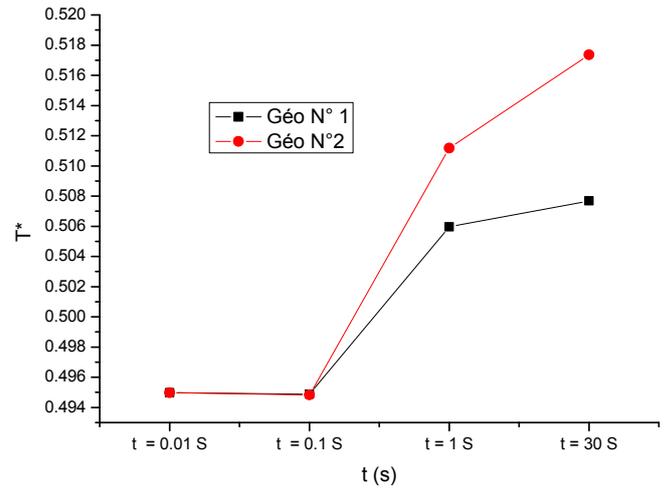


Fig. IV.54 : Variation temporelle de la température moyenne adimensionnelle de l'air à la sortie du collecteur pour les deux configurations

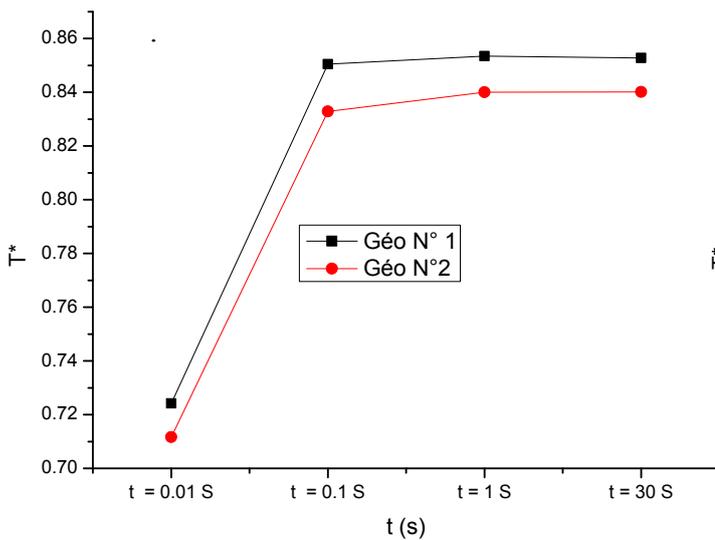


Fig. IV.55 : Variation temporelle de la température moyenne adimensionnelle de l'air section $z^* = 0,25$ du collecteur pour les deux configurations

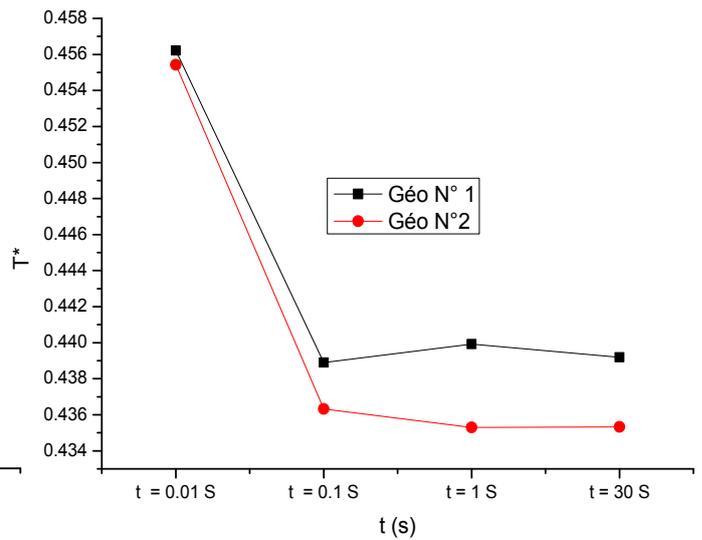


Fig. IV.56 : Variation temporelle de la température moyenne adimensionnelle de l'air à une section $z^* = 0,4$ du collecteur pour les deux configurations

V.3.2.2.3 Cas du régime turbulent stationnaire (deuxième configuration)

L'effet du nombre de Ra ($Ra = 2,5E+8$, $8,2E+8$ et $1,25E+9$), sur l'écoulement de l'air en convection naturelle, régime turbulent, a été examiné pour la deuxième configuration. Les valeurs de Ra sont les mêmes que celles utilisées pour la première configuration, afin de pouvoir comparer les deux cas.

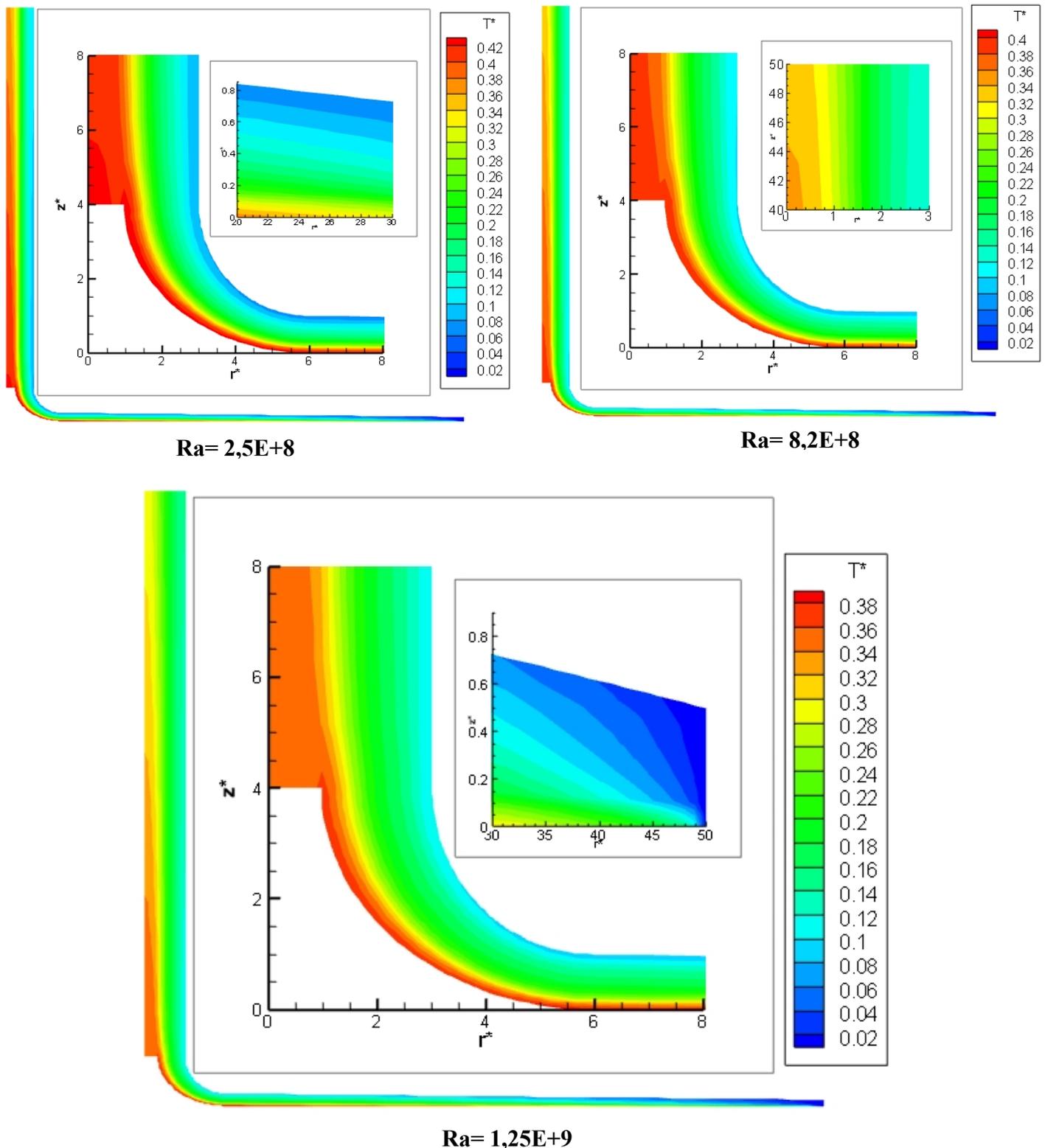


Fig. IV.57 : Isothermes pour différents nombres de Ra en régime turbulent (deuxième configuration)

➤ Les isothermes

L'observation des contours des isothermes pour différentes valeurs du nombre de Ra (figure IV.57) permet de noter que l'augmentation du nombre de Ra a conduit à une diminution de la température maximale de l'air. Ce qui peut être expliqué par l'effet des vitesses élevées générées dans le régime turbulent, qui favorisent la prédominance du transfert de chaleur par convection sur la conduction. Contrairement au régime laminaire, la prise compte de la position de la turbine, a un effet significatif sur les isothermes où une augmentation de la température à côté de la paroi inférieure est constatée.

➤ Les lignes de courant et les vecteurs de vitesse

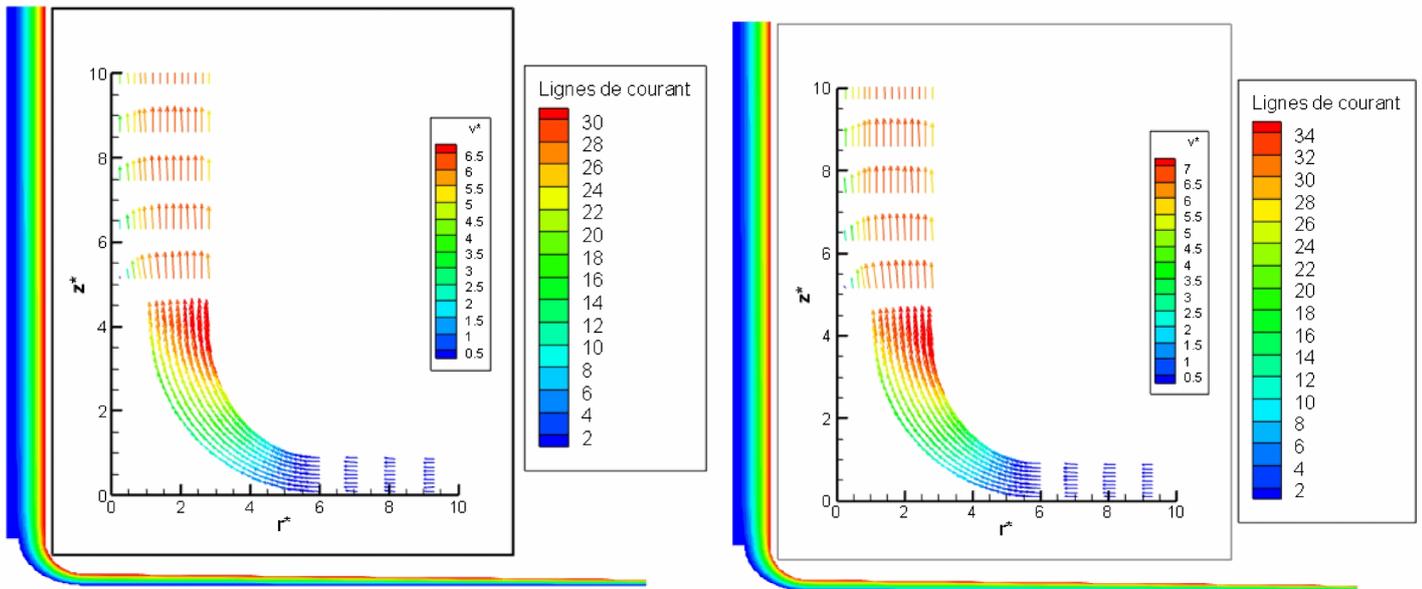
Il est aisé de noter sur la figure IV.58, que les lignes de courant et les vecteurs de vitesse, pour la deuxième configuration, sont proportionnels au nombre de Ra. Néanmoins une légère variation est observée sur les vecteurs de vitesse à l'entrée de la cheminée, comparativement à la première configuration.

➤ Les profils de vitesse

Pour les deux configurations étudiées et un nombre de $Ra = 8,2E+8$, les profils de la vitesse adimensionnelle de l'air à plusieurs sections ont été examinés (figure IV.59). Il apparaît qu'à l'entrée de la cheminée, les profils de vitesse de l'air sont différents. En outre, une augmentation de la vitesse à côté de la paroi de la cheminée et une diminution de cette dernière à côté de l'axe de symétrie sont constatées pour la deuxième configuration. A la sortie du collecteur (figure IV.60), une légère différence entre les profils de la vitesse (première et seconde configurations) est observée, alors qu'à une section $r^*=30$ du collecteur (figure IV.61), les deux profils sont superposés.

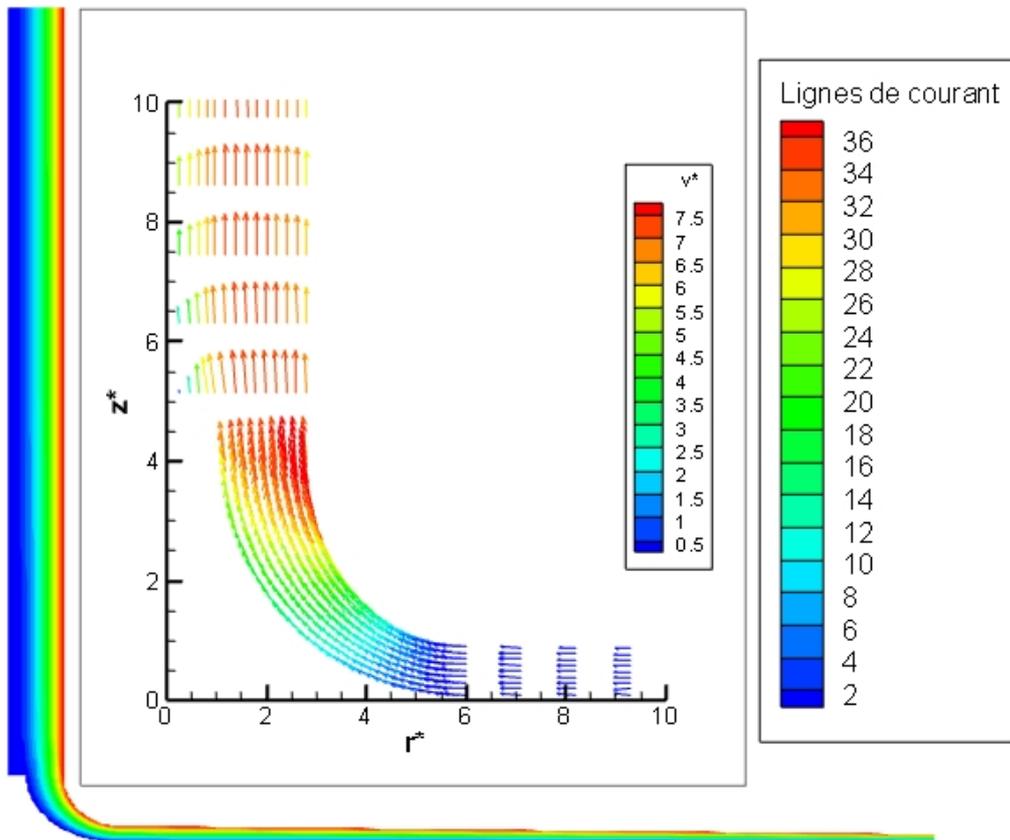
➤ Les profils de température

Concernant la variation de la température adimensionnelle de l'air à plusieurs sections du collecteur (entrée, sortie et le long du collecteur), pour les deux configurations étudiées et un nombre de $Ra = 8,2E+8$, nous pouvons remarquer qu'à la sortie du collecteur (figure IV.62), le profil de température de l'air dans la deuxième configuration a subi un changement significatif (augmentation de la température à côté de la paroi supérieure et diminution de celle-ci à côté de la paroi inférieure). En revanche, les deux profils de la température de l'air le long du collecteur aux sections $z^*=0,25$ et $z^*=0,4$ (figures IV.63 et IV.64), ont une allure similaire, sauf que la température dans la deuxième configuration est plus élevée.



$Ra = 2.5E+8$

$Ra = 8.2E+8$



$Ra = 1.25E+9$

Fig. IV.58 : Lignes de courant et vecteurs de vitesse de l'air pour différents nombres de Ra en régime turbulent (deuxième configuration)

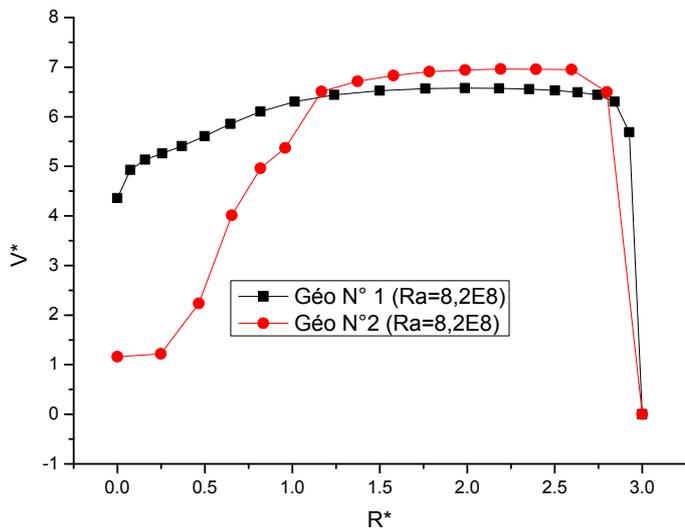


Fig. IV.59 : Profils de la vitesse de l'air à l'entrée de la cheminée pour les deux configurations ($Ra=8,2E8$)

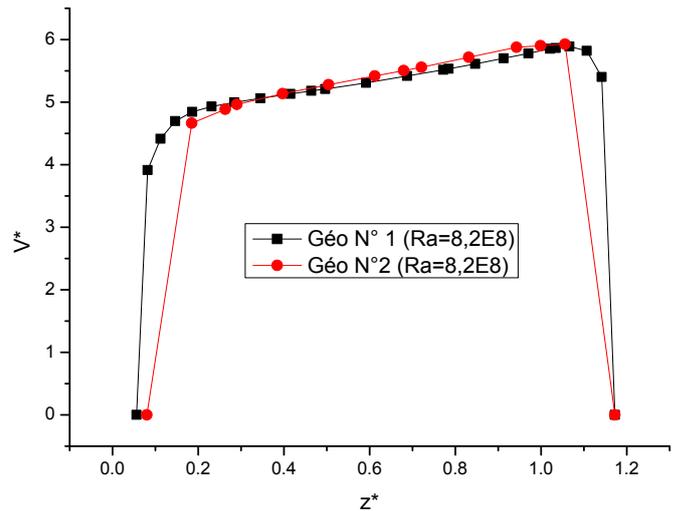


Fig. IV.60 : Profils de la vitesse de l'air à la sortie du collecteur pour les deux configurations ($Ra=8,2E8$)

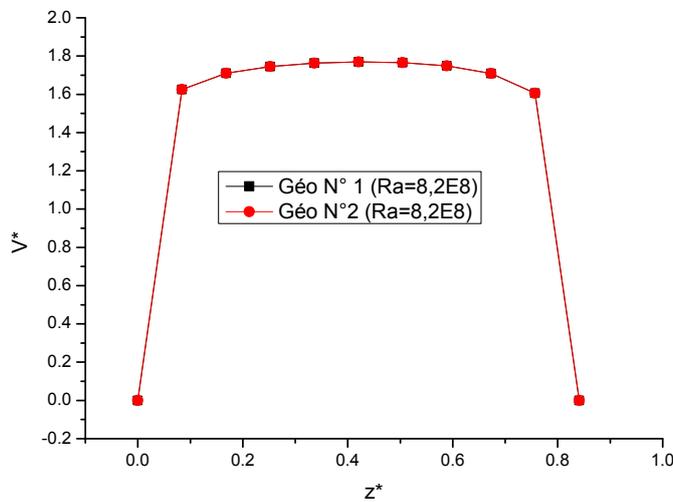


Fig. IV.61 : Profils de la vitesse de l'air à une section $r^*=30$ du collecteur pour les deux configurations ($Ra=8,2E8$)

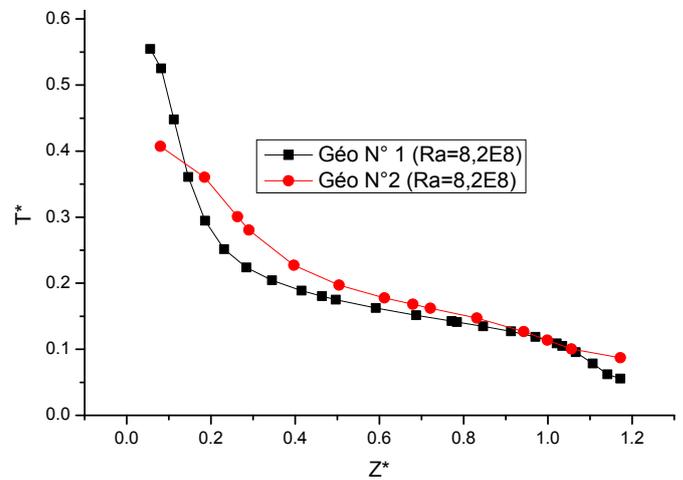


Fig. IV.62 : Profils de la température de l'air à la sortie du collecteur pour les deux configurations ($Ra=8,2E8$)

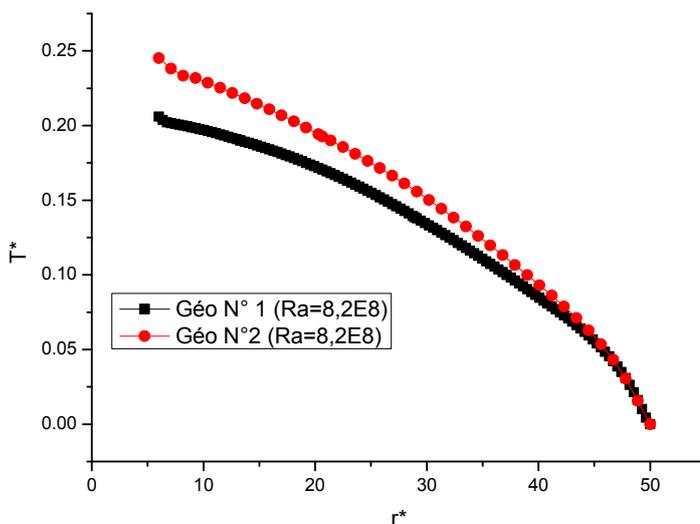


Fig. IV.63 : Profils de la température de l'air le long du collecteur à une section $z^* = 0,25$ pour les deux configurations ($Ra=8,2E8$)

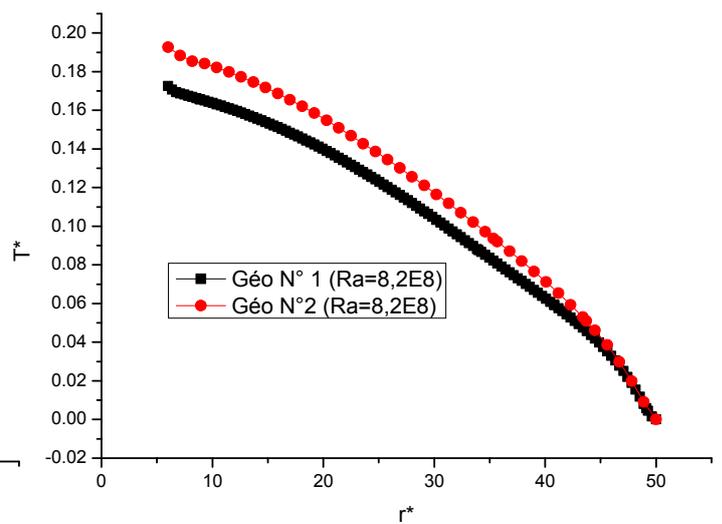


Fig. IV.64 : Profils de la température de l'air le long du collecteur à une section $z^* = 0,4$ pour les deux configurations ($Ra=8,25E8$)

V.3.2.2.4 Cas du régime turbulent instationnaire (deuxième configuration)

L'effet du temps sur le transfert de chaleur et sur l'écoulement de l'air, dans pour la deuxième configuration est examiné dans ce qui suit. Le nombre de Ra est fixé à $1,25E9$.

La variation temporelle de la vitesse maximale de l'air à l'entrée de la cheminée est illustrée par la figure IV.65. Une stabilité se produit après un temps de 160 s.

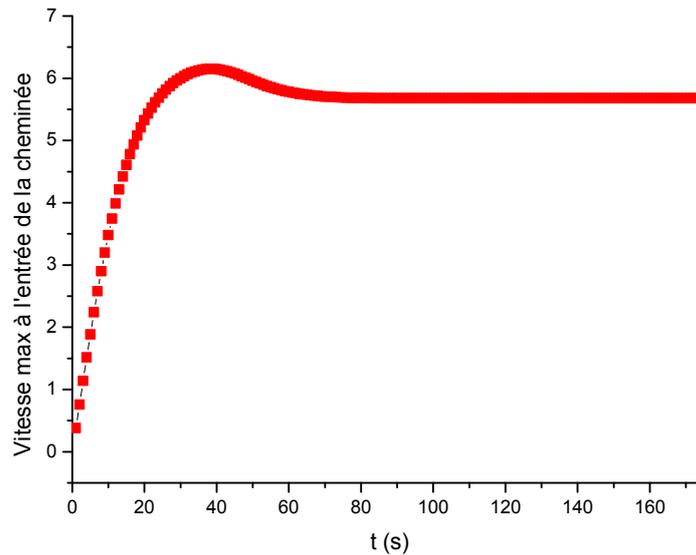


Fig. IV.65 : Variation temporelle de la vitesse maximale de l'air à l'entrée de la cheminée pour un régime turbulent (deuxième configuration)

➤ Les isothermes

Pour la seconde configuration (régime turbulent, $Ra= 1,25E9$), l'augmentation du temps conduit à des champs d'isothermes totalement différents de ceux de la première configuration (figure IV.66). Ceci est dû à la prise compte de la position de la turbine. Néanmoins à l'état final (après stabilisation du système à $t=160$ s), le champ des isothermes est semblable à celui observé dans le cas du régime turbulent stationnaire (figure IV.57).

➤ Les lignes de courant et les vecteurs de vitesse

Concernant les lignes de courant, aucune différence dans la forme ni dans les valeurs entre les deux configurations n'est notée. Par contre pour les vecteurs de vitesse, si les profils sont similaires, une légère différence entre les valeurs des première et seconde configurations est observée (figure IV.67).

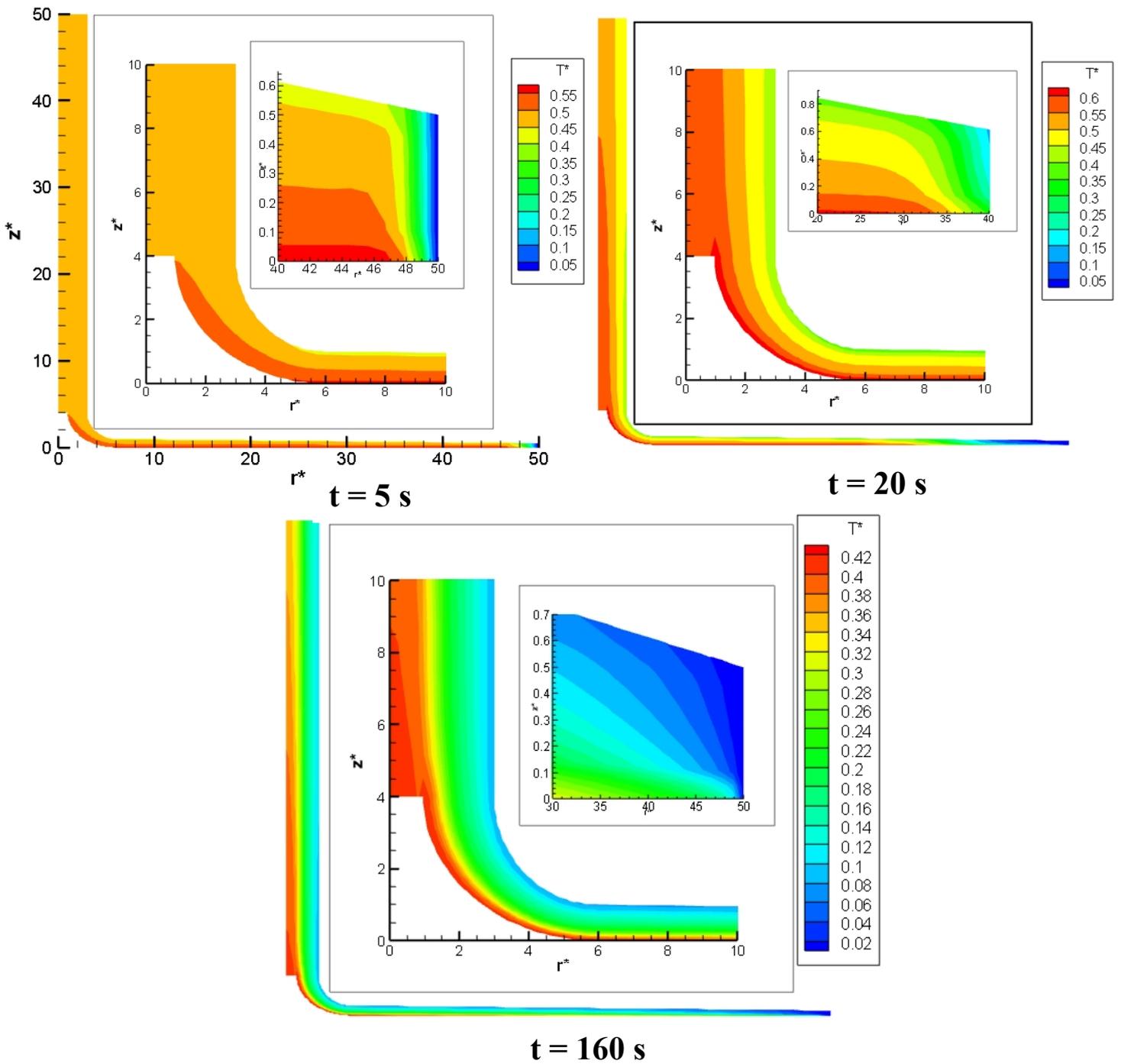


Fig. IV.66 : Isothermes en fonction du temps pour la deuxième configuration ($Ra=1,29E9$)

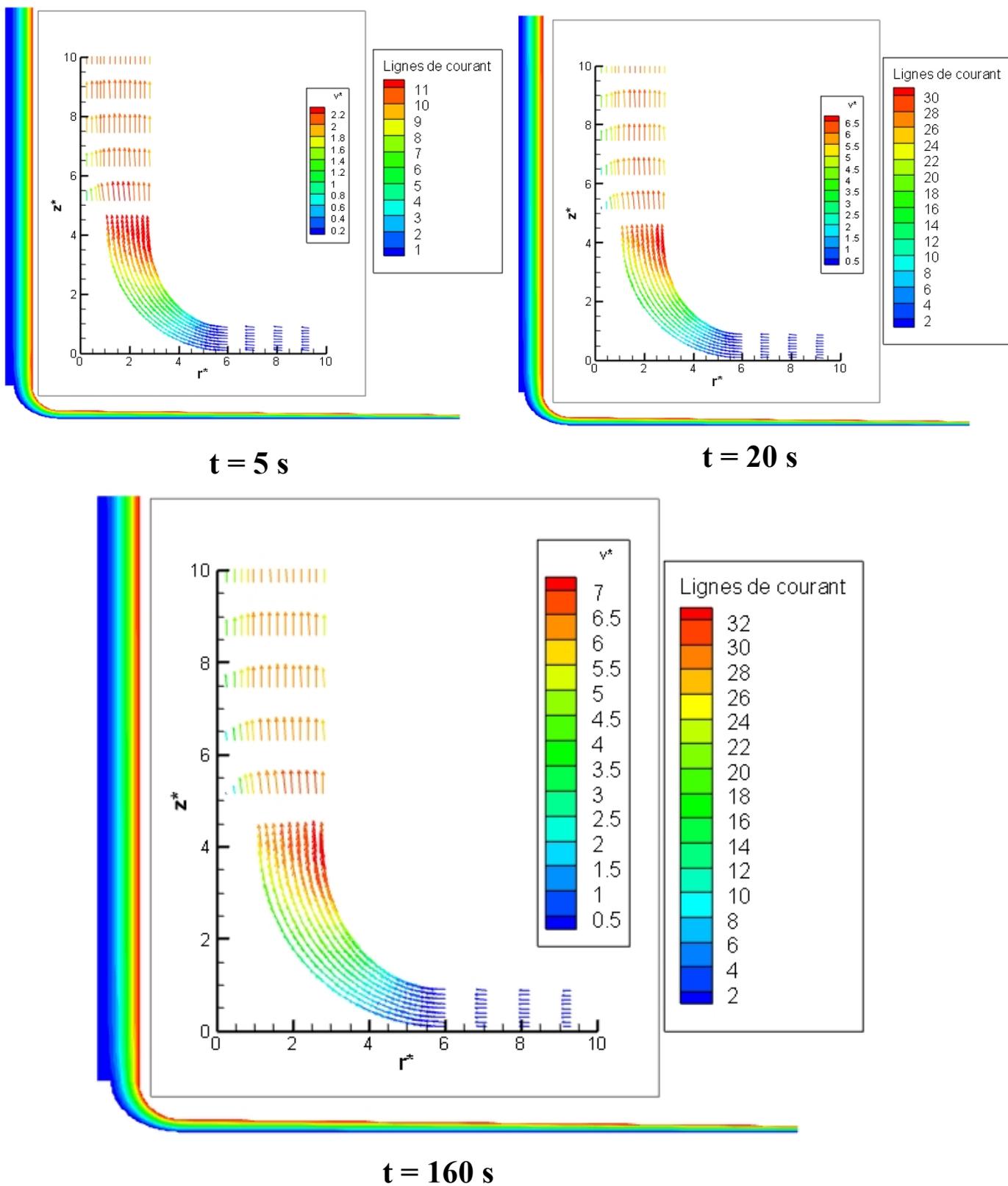


Fig. IV.67 : Lignes de courant et vecteurs de vitesse de l'air en fonction du temps pour la deuxième configuration ($Ra=1,29E9$)

➤ Les profils de vitesse

Il est aisé de remarquer sur les figures IV.68, IV.69 et IV.70, relatives respectivement à l'entrée de la cheminée, à la sortie et à une section $r^*=30$ du collecteur, que la vitesse moyenne adimensionnelle (régime turbulent, $Ra=1,25E9$) augmente avec le temps. Néanmoins, elle est plus importante pour la première configuration.

➤ Les profils de température

Les figures IV.71, IV.72 et IV.73 représentent la variation temporelle de la température moyenne de l'air respectivement, à la sortie et le long du collecteur aux sections $z^*=0,25$ et $z^*=0,4$. Nous pouvons constater que toutes les courbes sont inversement proportionnelles au temps, résultant de l'augmentation de la vitesse dans le collecteur (figures IV.68, IV.69 et IV.70). Pour chaque section, les courbes pour les deux configurations sont quasiment superposées.

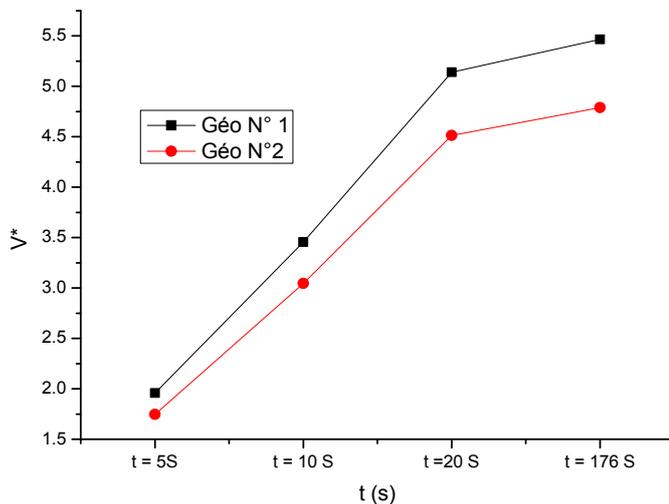


Fig. IV.68 : Variation temporelle de la vitesse moyenne adimensionnelle de l'air à l'entrée de la cheminée pour les deux configurations ($Ra=1,29E9$)

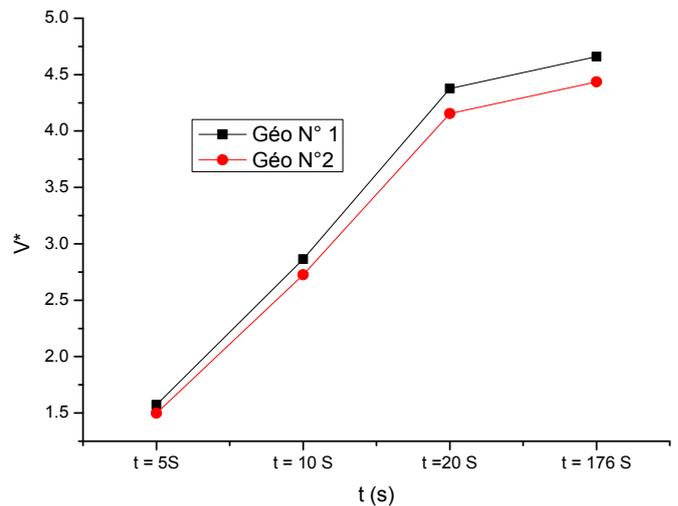


Fig. IV.69 : Variation temporelle de la vitesse moyenne adimensionnelle de l'air à la sortie du collecteur pour les deux configurations ($Ra=1,29E9$)

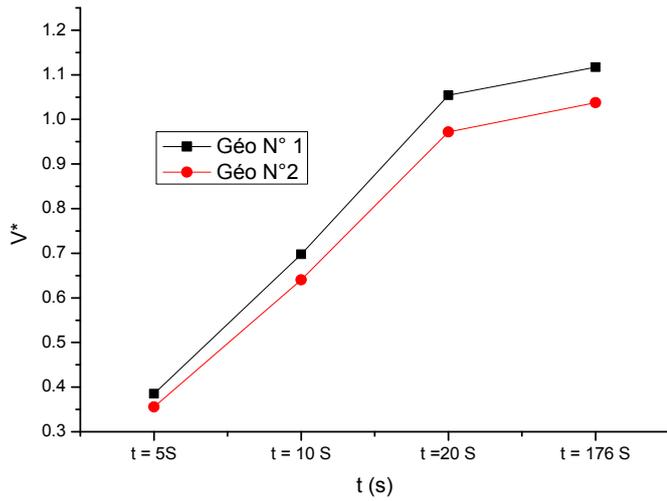


Fig. IV.70 : Variation temporelle de la vitesse moyenne adimensionnelle de l'air à une section $r^*=30$ du collecteur pour les deux configurations ($Ra=1,29E9$)

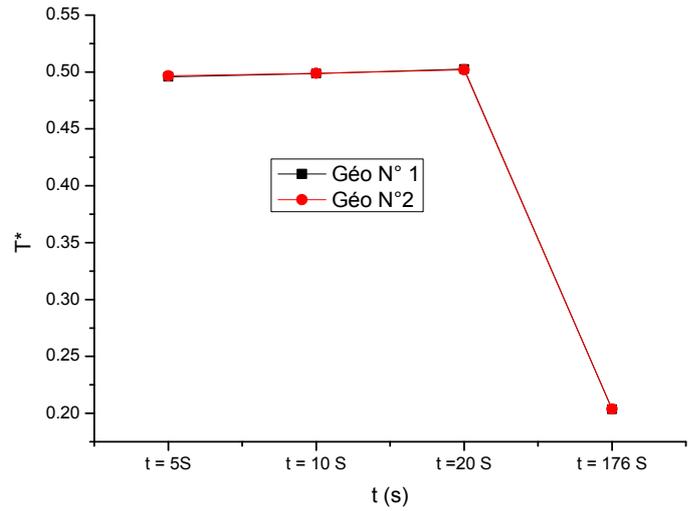


Fig. IV.71 : Variation temporelle de la température moyenne adimensionnelle de l'air à la sortie du collecteur pour les deux configurations ($Ra=1,29E9$)

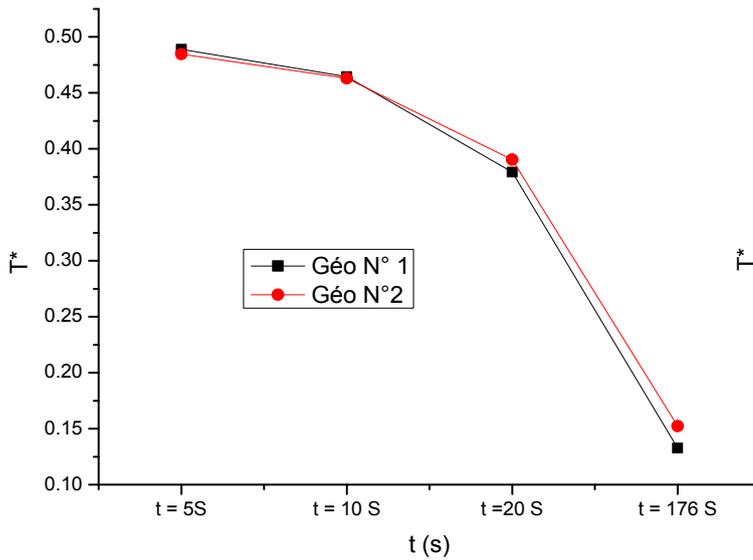


Fig. IV.72 : Variation temporelle de la température moyenne adimensionnelle de l'air à une section $z^* = 0,25$ du collecteur pour les deux configurations ($Ra=1,29E9$)

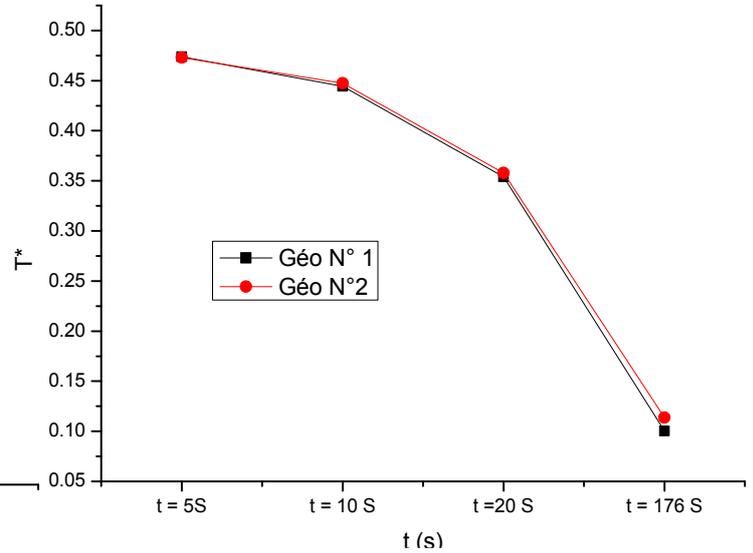


Fig. IV.73 : Variation temporelle de la température moyenne adimensionnelle de l'air à une section $z^* = 0,4$ du collecteur pour les deux configurations ($Ra=1,29E9$)

IV.4 Etude de la possibilité de combiner une centrale à cheminée solaire avec une turbine à gaz

La possibilité de combiner une centrale à cheminée solaire avec une turbine à gaz de type SGT5-2000E Siemens (débit et température des gaz brûlés à la sortie de la turbine sont respectivement de 525 kg/s et de 830 K [70]) est examinée. Les performances d'une telle installation (figure V.74) seront étudiées. A cet effet, une étude numérique sera réalisée avec le logiciel Fluent, pour quatre valeurs du débit massique des gaz brûlés et deux positions d'injection, à l'entrée du collecteur ($r = 122$ m) et au milieu de ce dernier ($r = 61$ m).

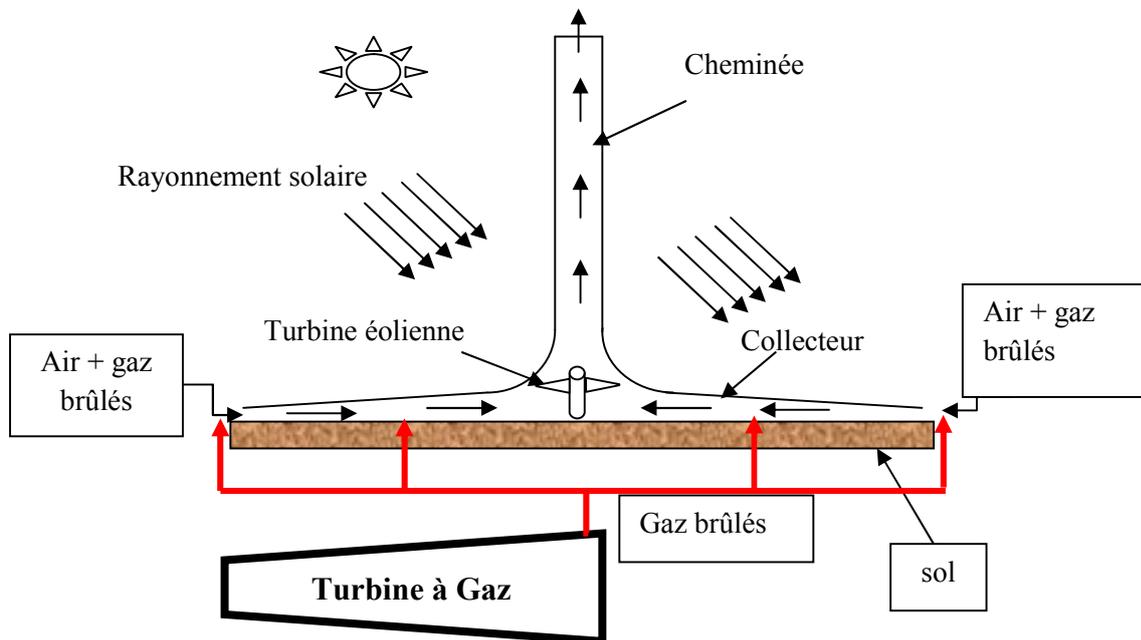


Fig. IV.74 : Cheminée solaire - Turbine à Gaz

IV.4.1 Injection des gaz brûlés à l'entrée du collecteur ($r = 122$ m)

Les performances d'une cheminée solaire étant étroitement liées au rayonnement solaire et à la température ambiante à l'entrée du collecteur [8,9,18], notre intérêt a tout d'abord porté sur l'injection des gaz brûlés à l'entrée du collecteur. Trois cas ont été considérés, 25%, 50% et 100% de débit des gaz brûlés injectés. Les dimensions utilisées sont celles de la centrale de Manzanares (Espagne) seul prototype de cheminée solaire de taille industrielle réalisé (figure IV.75). Les sections utilisées pour tracer les profils sont illustrées par la figure IV.76.

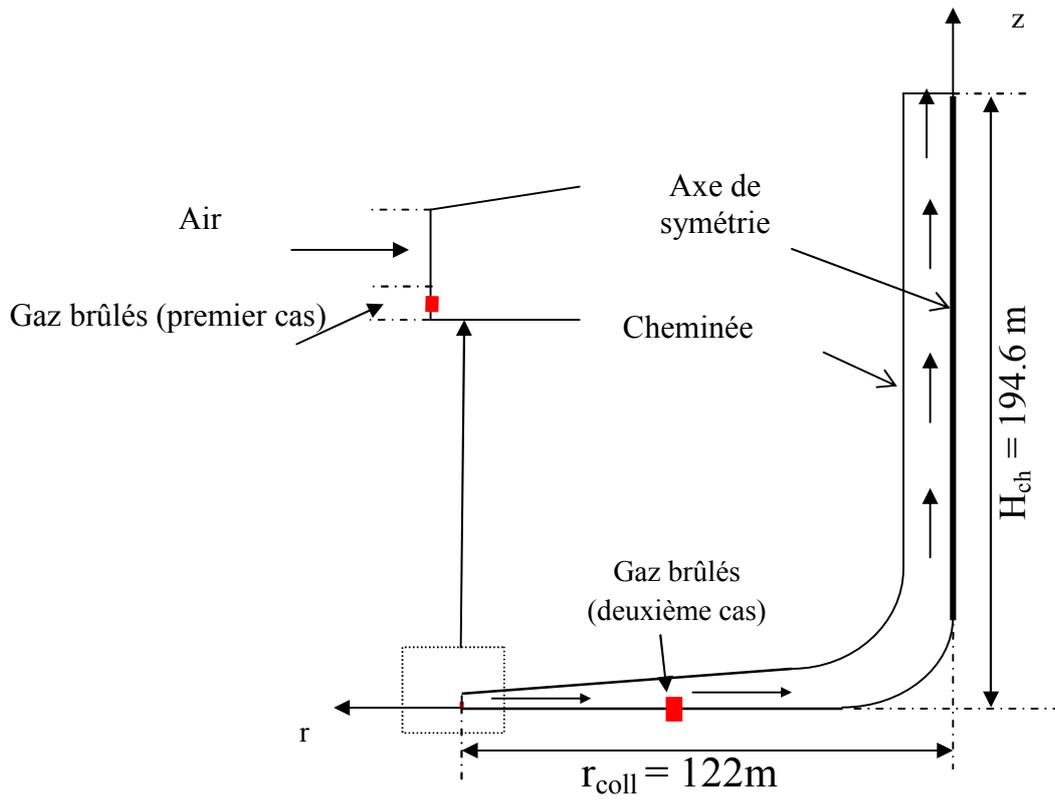


Fig. IV.75 : Positions d'injection des gaz brûlés dans le collecteur

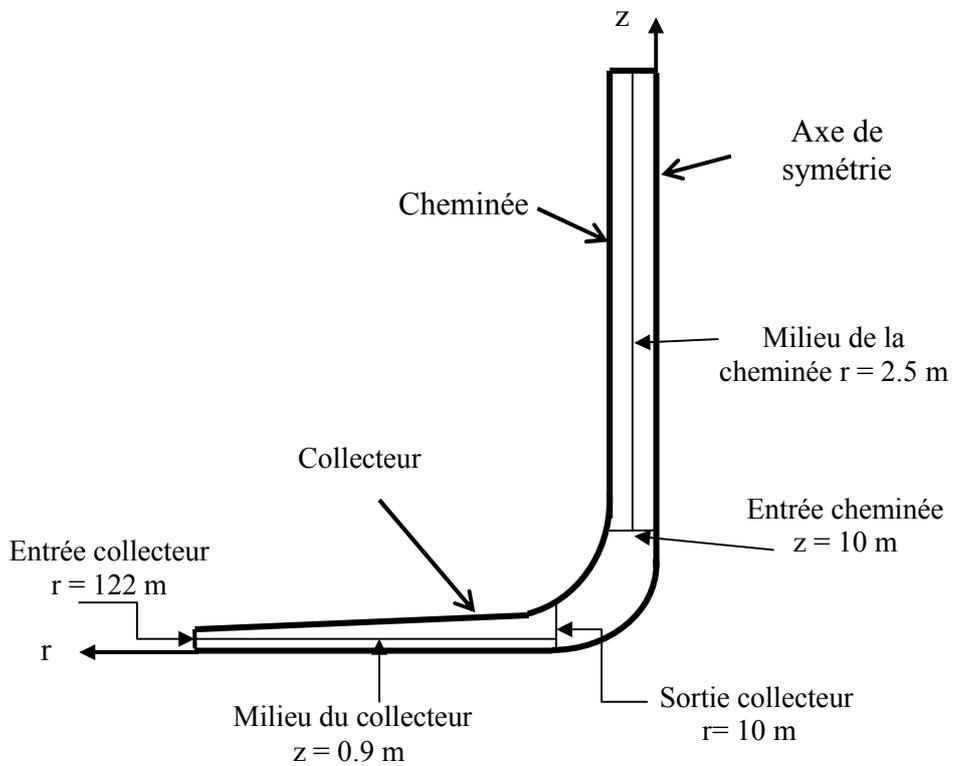


Fig. IV.76 : Sections utilisées pour tracer les différents profils

IV.4.1.1 Effet du débit massique des gaz brûlés sur les paramètres du collecteur

L'effet du débit massique des gaz brûlés sur la température, le long du collecteur, à plusieurs sections ($z = 0,2$ m, $0,9$ m et $1,7$ m) et à sa sortie, a été étudié. Il est aisé de remarquer sur les figures IV.77, IV.78 et IV.79, que pour toutes les sections considérées, si le débit massique est nul, la température de l'air augmente progressivement de l'entrée jusqu'à la sortie du collecteur. Par contre, pour un quelconque débit massique de gaz brûlés injecté, la température croit brusquement à l'entrée du collecteur. Cette augmentation est beaucoup plus importante pour $z=0,2$ m, du fait que les gaz brûlés sont injectés près du sol. Par la suite la température diminue rapidement en raison de la transmission de la chaleur aux couches supérieures de l'air, puis elle reste constante jusqu'à la sortie du collecteur (équilibre thermique atteint) (figure IV.77).

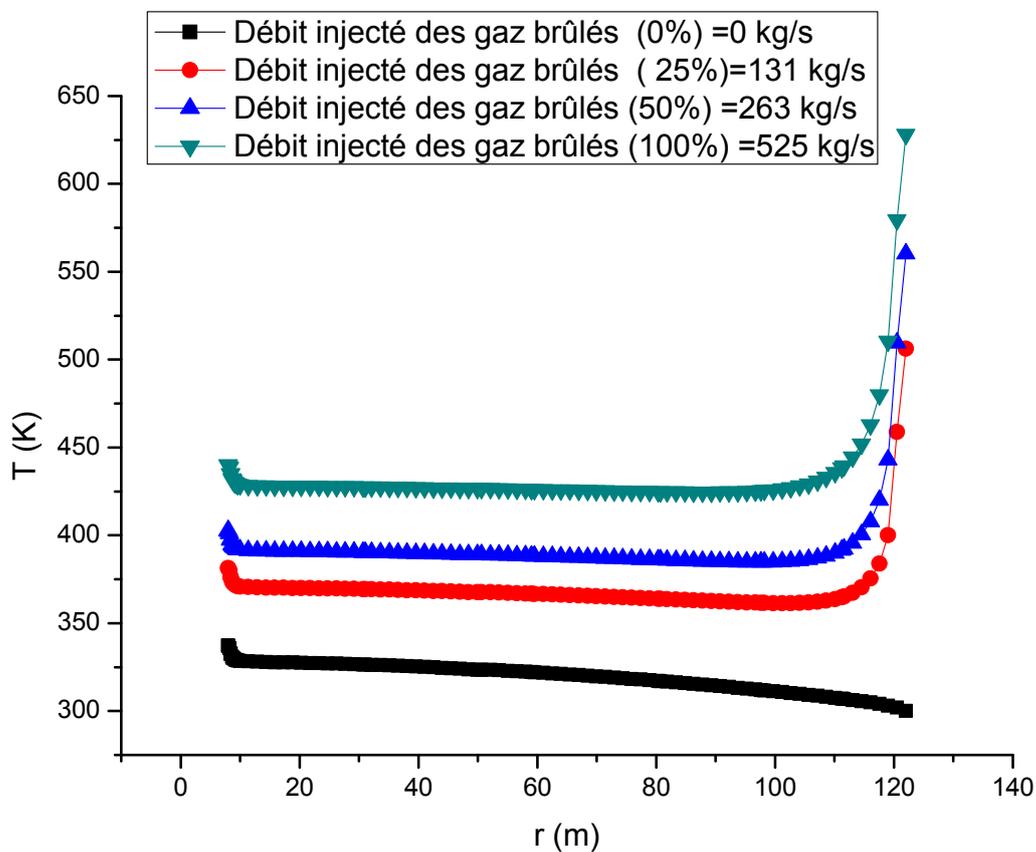


Fig. IV.77 : Profils de la température du mélange (air-gaz) le long du collecteur à $z = 0,2$ m pour différents débits massiques des gaz brûlés (injection à l'entrée du collecteur)

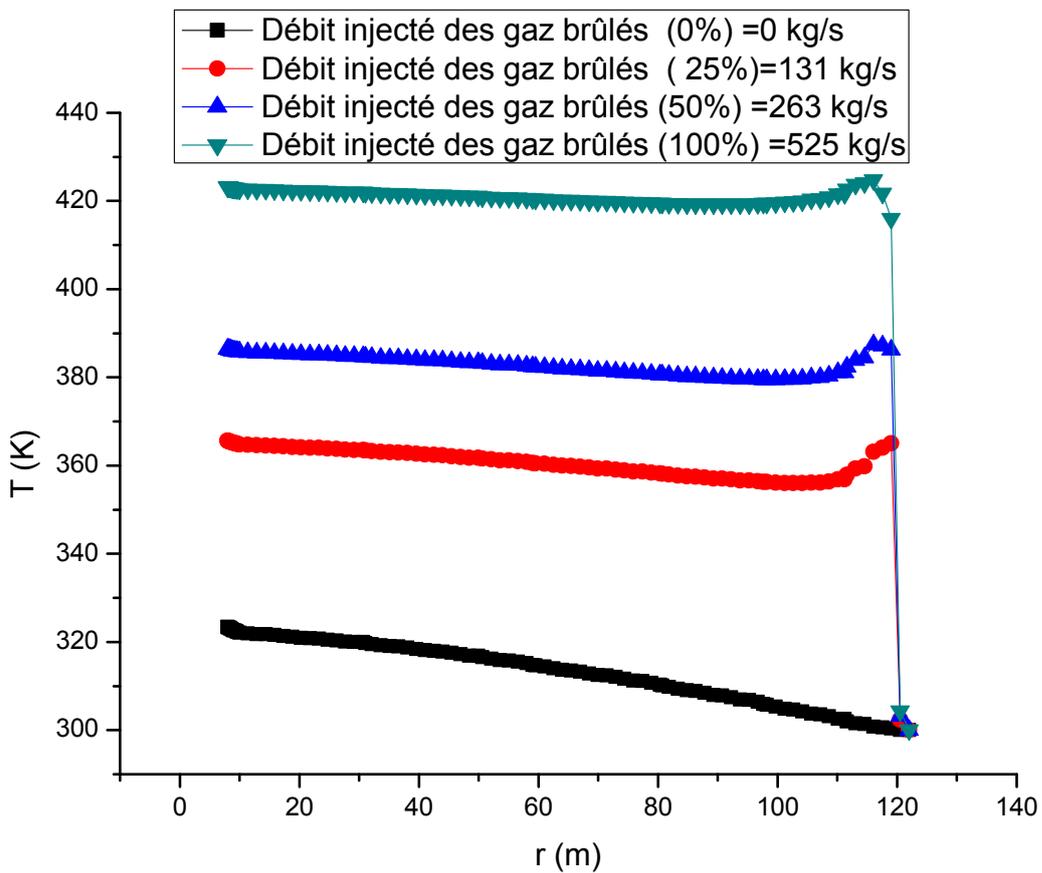


Fig. IV.78 : Profils de la température du mélange (air-gaz) le long du collecteur à $z = 0,9$ m pour différents débits massiques des gaz brûlés (injection à l'entrée du collecteur)

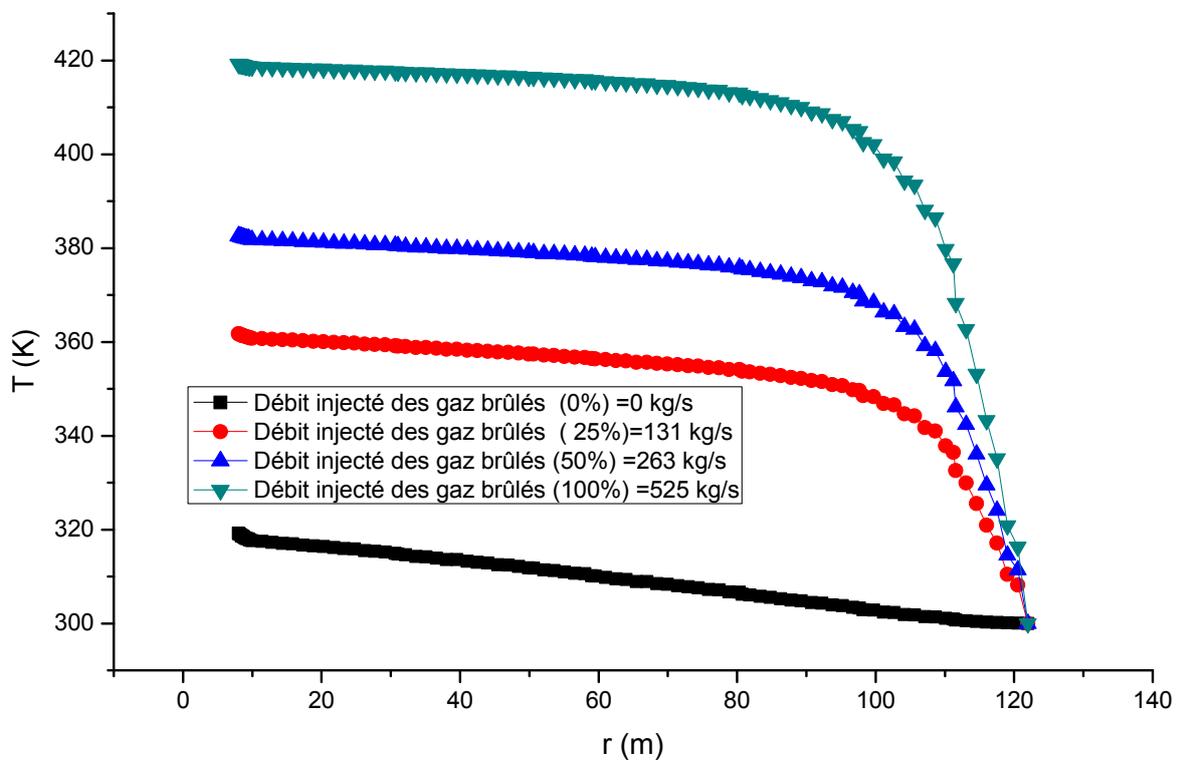


Fig. IV.79 : Profils de la température du mélange (air-gaz) le long du collecteur à $z = 1,7$ m pour différents débits massiques des gaz brûlés (injection à l'entrée du collecteur)

Nous avons par ailleurs remarqué que pour $z = 0,9$ m (Fig. IV.78), la température du mélange à l'entrée du collecteur est inférieure à celle de la section $z = 0,2$ m, qui est relativement éloignée du point d'injection des gaz brûlés. La température diminue légèrement par la suite, puis reste constante jusqu'à la sortie du collecteur.

Pour $z = 1,7$ m (fig. IV.79), la température augmente exponentiellement jusqu'au milieu du collecteur, car la chaleur est transférée des couches inférieures (mélange air-gaz chaud) vers les couches supérieures, jusqu'à ce que l'équilibre thermique soit atteint, puis elle reste constante.

Pour les profils de la température et de la vitesse du mélange air-gaz à la sortie du collecteur en fonction du débit injecté des gaz brûlés, l'observation des figures IV.80 et IV.81 permet de noter que les profils sont proportionnels au débit injecté. En effet, l'augmentation du débit massique des gaz brûlés a conduit à un accroissement de la température dans l'ensemble du collecteur.

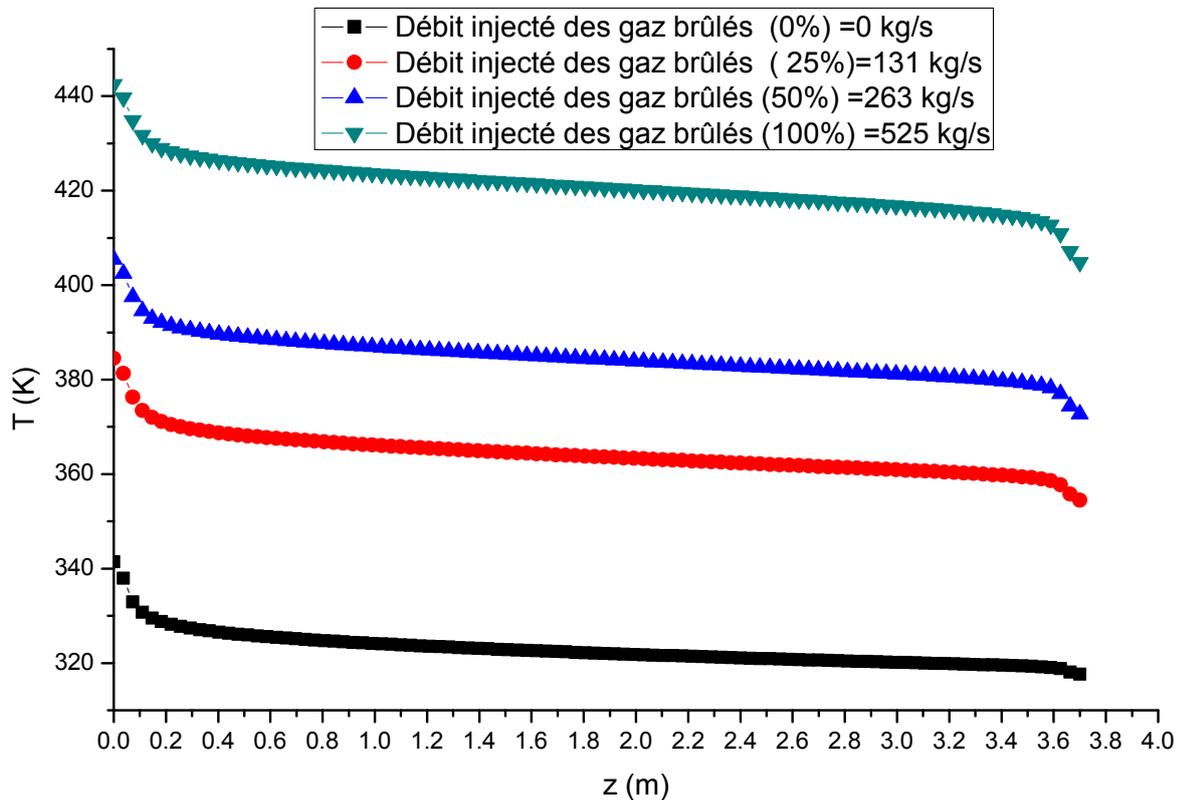


Fig. IV.80 : Profils de la température du mélange (air-gaz) à la sortie du collecteur pour différents débits massiques des gaz brûlés (injection à l'entrée du collecteur)

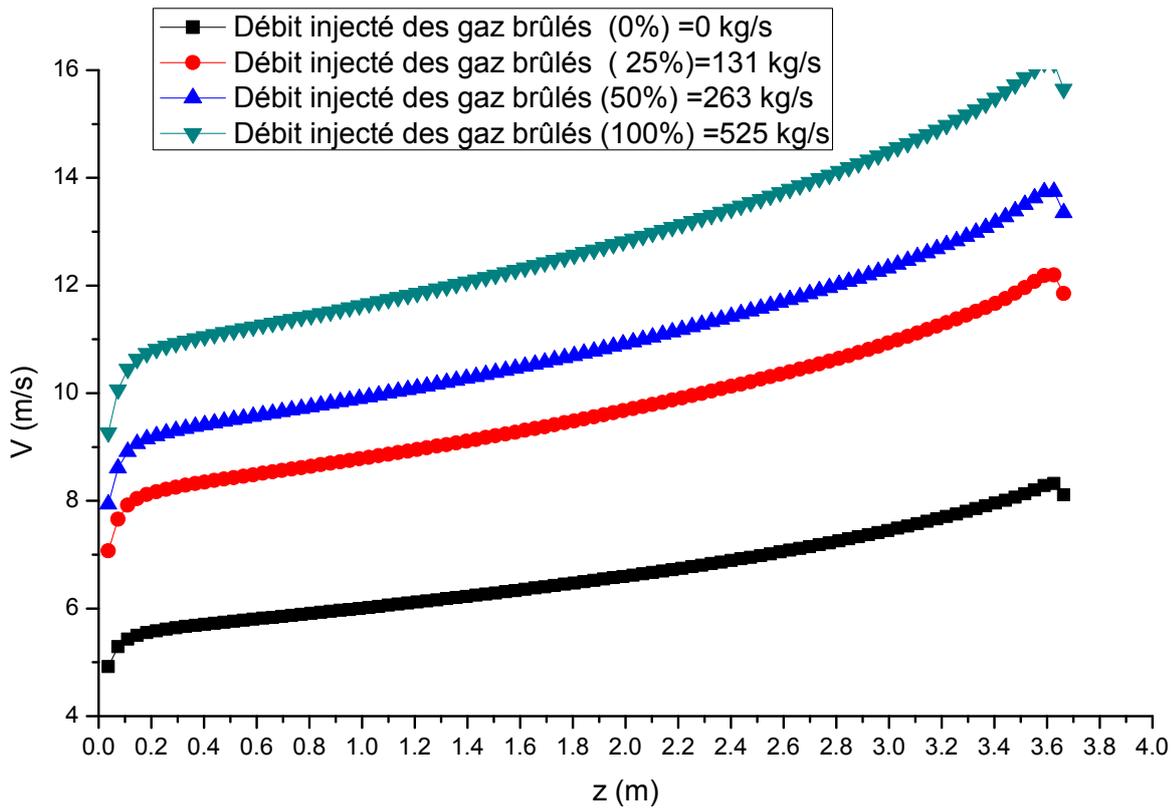


Fig. IV.81: Profils de la vitesse du mélange (air-gaz) à la sortie du collecteur pour différents débits massiques des gaz brûlés (injection à l'entrée du collecteur)

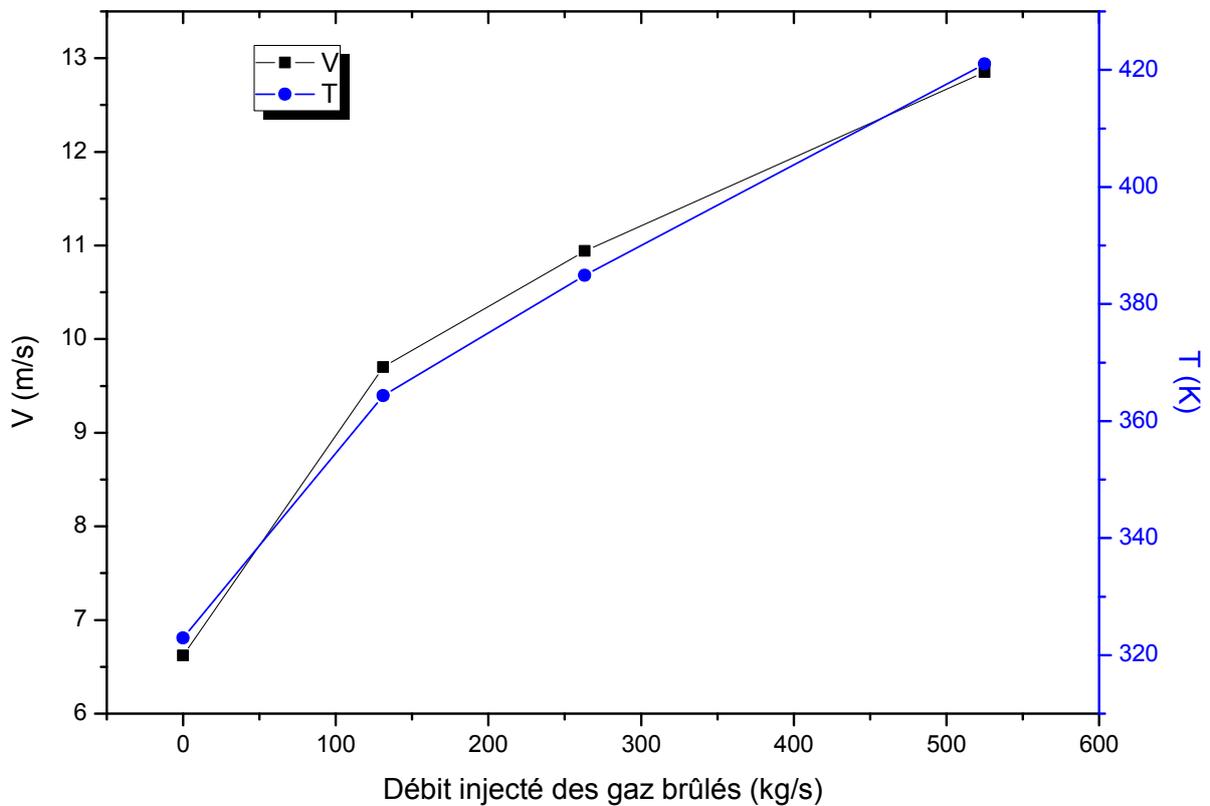


Fig. IV.82 : Variation de la vitesse et de la température du mélange (air-gaz) à la sortie du collecteur en fonction du débit injecté des gaz brûlés (injection à l'entrée du collecteur)

Les profils de vitesse et de la température à la sortie du collecteur dans la cheminée solaire ont généralement des tendances inverses (quand la vitesse augmente la température diminue), mais dans ce cas les deux augmentent en même temps (figure IV.82), grâce à l'injection des gaz brûlés.

V.4.1.2 Effet du débit massique des gaz brûlés sur les paramètres de la cheminée (tour)

Dans d'une cheminée solaire, la tour est un élément important, puisqu'elle renferme la turbine. Aussi, notre attention a porté sur la vitesse du mélange (air-gaz brûlés) à l'entrée de la cheminée et sur la pression totale de ce dernier de l'entrée jusqu'à la sortie de la cheminée. Il est aisé de noter sur les figures IV.83 et IV.84, que les profils de vitesse du mélange à l'entrée de la cheminée et la pression totale au milieu de la cheminée sont proportionnels au débit massique des gaz brûlés injecté.

Il apparait clairement sur la figure IV.85 que le débit massique du mélange à la sortie de la cheminée et la puissance produite par la cheminée solaire, sont d'autant plus importants que le débit massique des gaz brûlés est grand, soit une augmentation du débit du mélange de 94% (1943 kg/s à 3769 kg/s) et une production de dix fois plus d'énergie électrique.

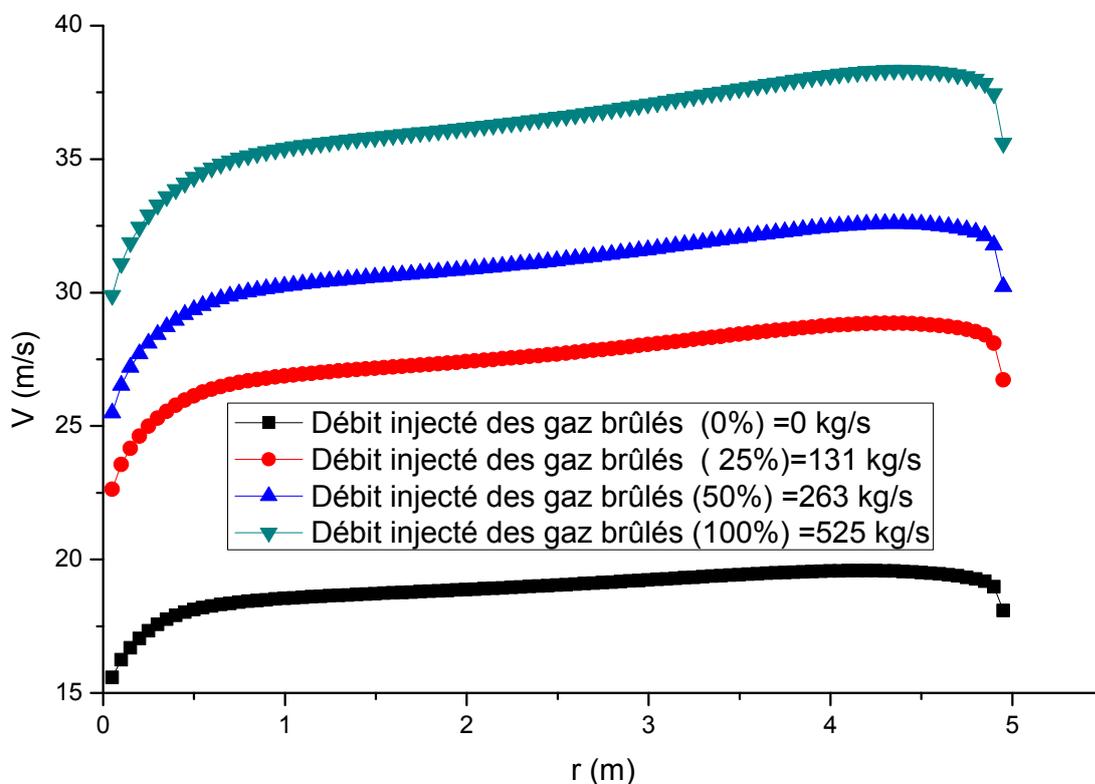


Fig. IV.83 : Profils de la vitesse du mélange (air-gaz) à l'entrée de la cheminée pour différents débits massiques des gaz brûlés (injection à l'entrée du collecteur)

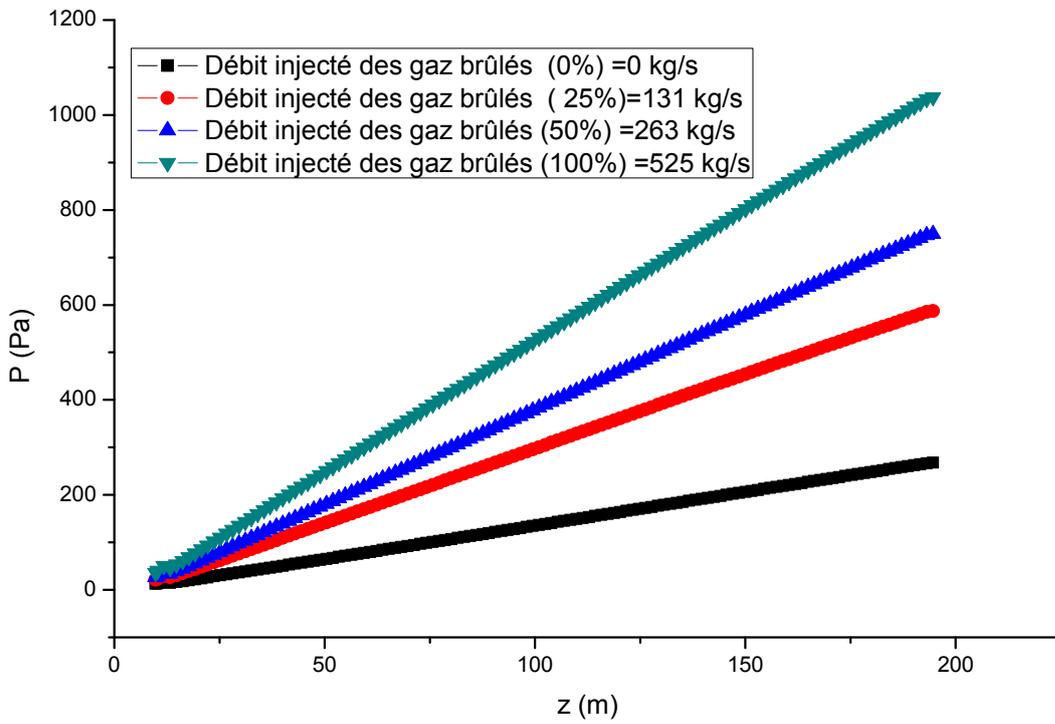


Fig. IV.84 : Profils de la pression totale au milieu de la cheminée pour différents débits massiques des gaz brûlés (injection à l'entrée du collecteur)

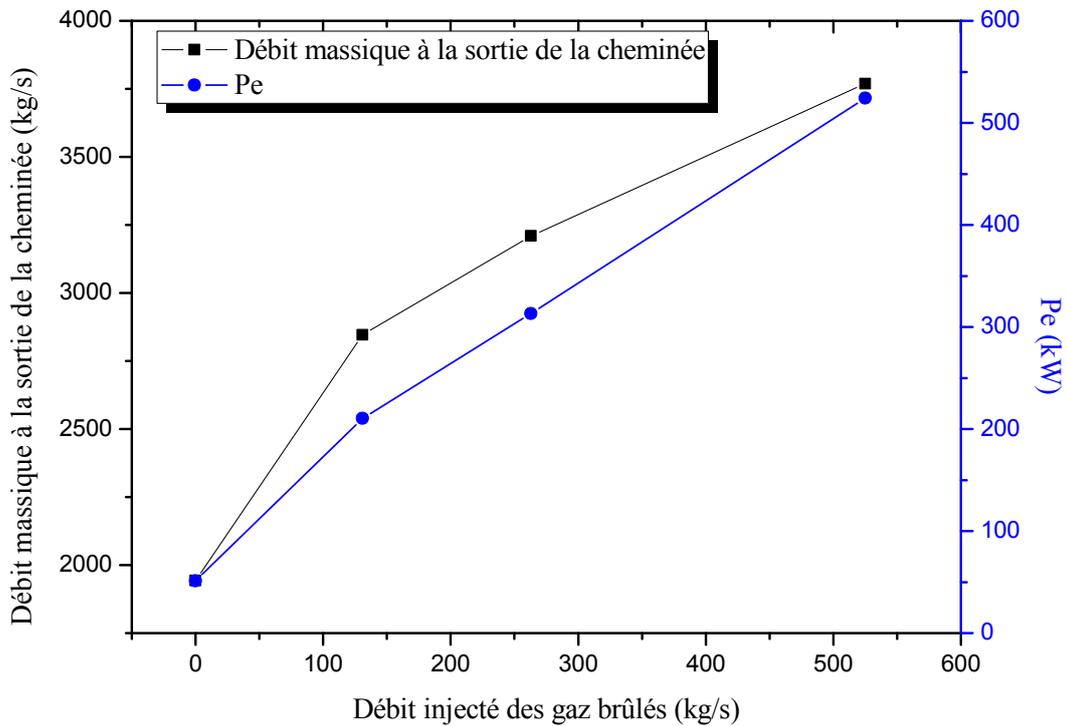


Fig. IV.85 : Variation du débit massique du mélange (air-gaz) à la sortie de la cheminée et la puissance produite par la centrale en fonction du débit injecté des gaz brûlés (injection à l'entrée du collecteur)

IV.4.2 Injection de gaz brûlés au milieu du collecteur($r = 61$ m)

L'injection des gaz brûlés conduisant à des températures élevées et donc à la détérioration de la couverture du collecteur, il serait plus judicieux qu'elle se fasse non pas à l'entrée du collecteur mais plutôt au milieu (partie construite en verre).

IV.4.2.1 Effet du débit massique des gaz brûlés sur les paramètres du collecteur

La température le long du collecteur pour différentes sections, ainsi que la vitesse et la température à la sortie du collecteur pour différentes valeurs de débit massique des gaz brûlés dans le cas de l'injection des gaz brûlés au milieu du collecteur seront examinées. Nous considérons les mêmes conditions (dimensions géométriques et débit massique des gaz brûlés), pour pouvoir comparer les résultats dans ce cas à ceux du cas de l'injection des gaz à l'entrée du collecteur.

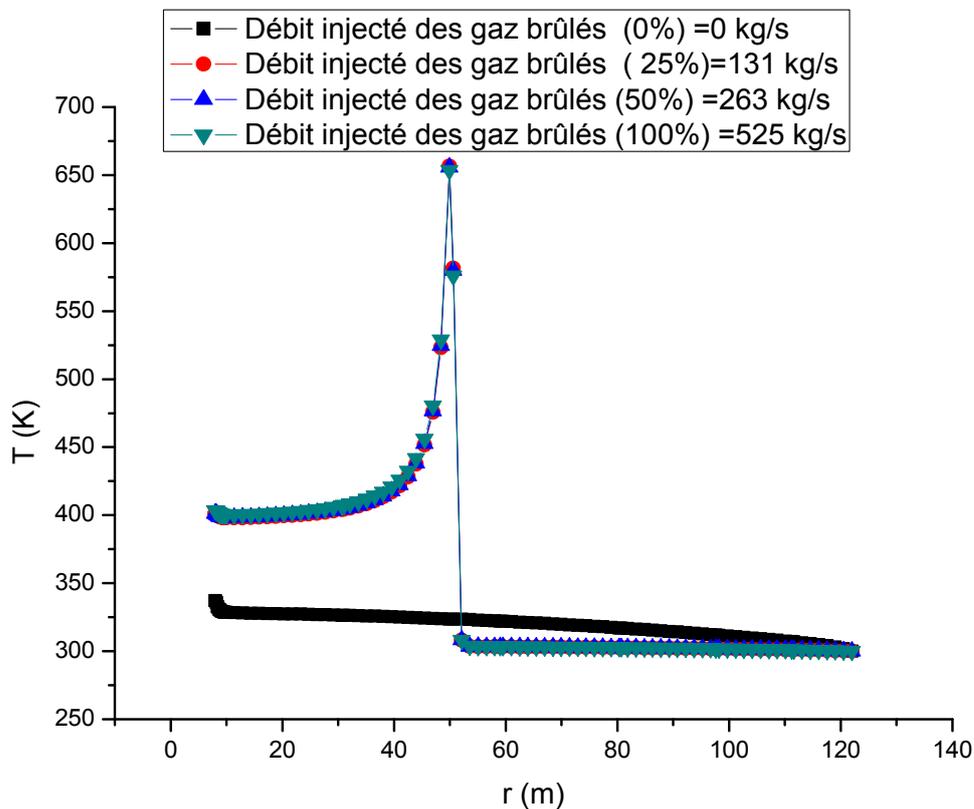


Fig. IV.86 : Profils de la température du mélange (air-gaz) le long du collecteur à $z = 0,2$ m pour différents débits massiques des gaz brûlés (injection au milieu du collecteur)

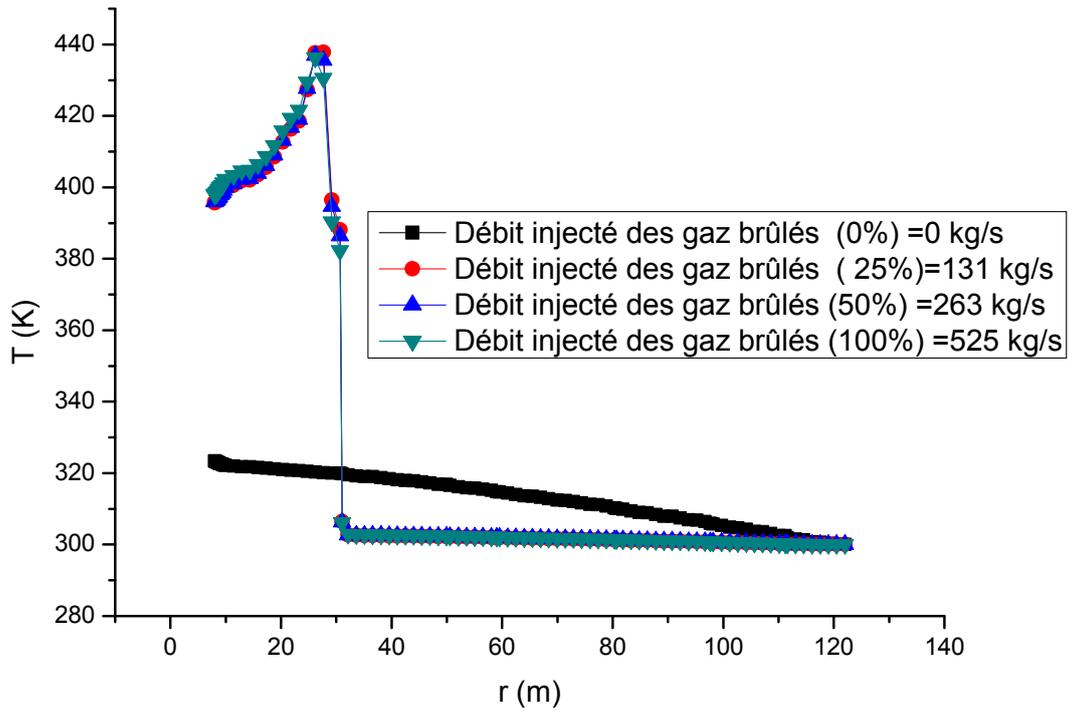


Fig. IV.87 : Profils de la température du mélange (air-gaz) le long du collecteur à $z = 0,9$ m pour différents débits massiques des gaz brûlés (injection au milieu du collecteur)

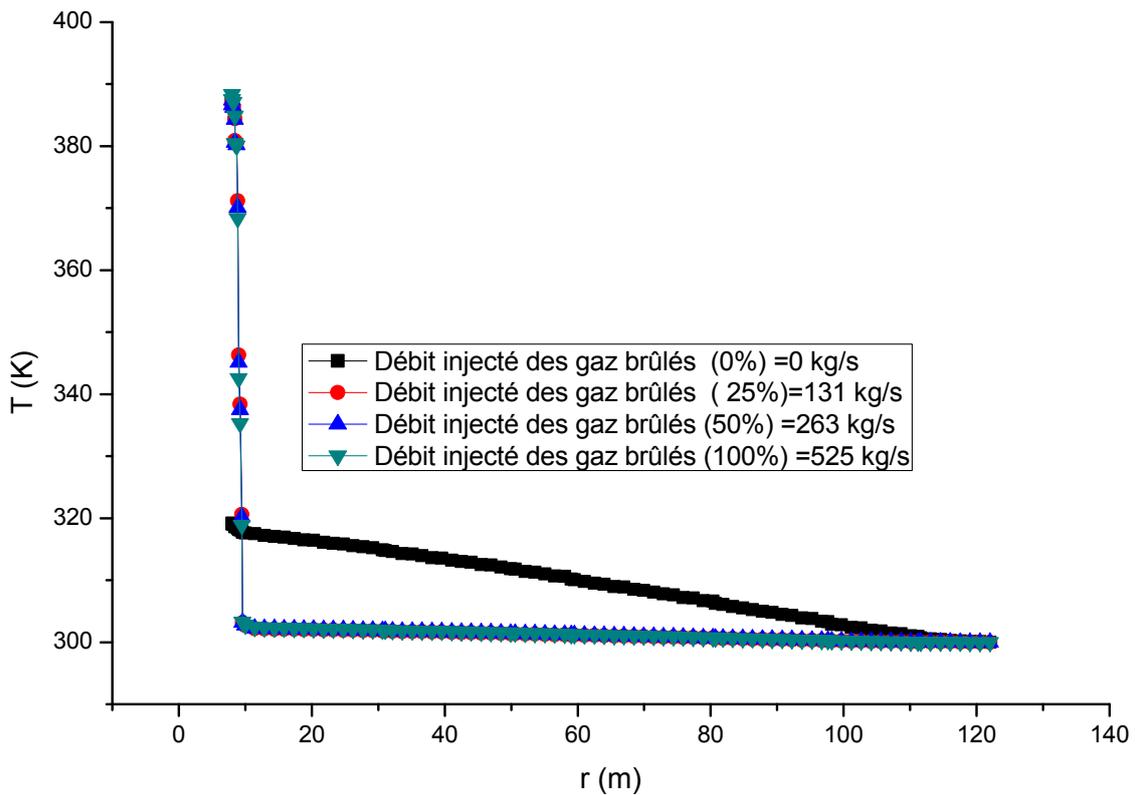


Fig. IV.88 : Profils de la température du mélange (air-gaz) le long du collecteur à $z = 1,7$ m pour différents débits massiques des gaz brûlés (injection au milieu du collecteur)

Les profils de température le long du collecteur à différentes sections, sont représentés sur les figures IV.86, IV.87 et IV.88. Nous pouvons remarquer, tout d'abord que près du sol ($Z = 0,2$ m) la température augmente brusquement au milieu du collecteur, dû à sa proximité du point d'injection, puis elle diminue rapidement et prend ensuite une valeur constante jusqu'à la sortie du collecteur (mélange des couches chaudes/froides). Au milieu du collecteur ($Z = 0,9$ m), la température ne s'élève brusquement qu'à partir d'une distance de 30 m du point d'injection du gaz, ce qui pourrait s'expliquer par le besoin d'un certain temps pour que l'air froid se mélange avec les gaz brûlés chauds provenant des couches inférieures, la température diminue ensuite progressivement jusqu'à la sortie du collecteur. Près du toit ($Z = 1,7$ m), la température varie légèrement le long du collecteur jusqu'à la sortie puis augmente fortement de 300 K à 400 K, car cette section est loin du point d'injection des gaz brûlés.

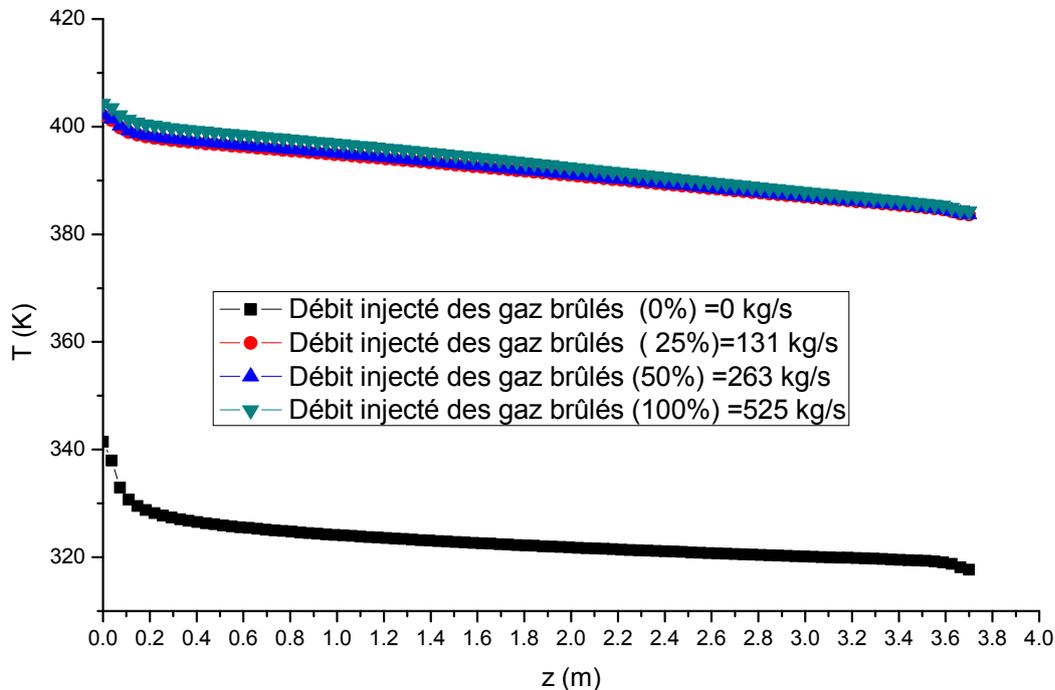


Fig. IV.89 : Profils de la température du mélange (air-gaz) à la sortie du collecteur pour différents débits massiques de gaz brûlés (injection au milieu du collecteur)

Nous pouvons remarquer que le débit injecté des gaz brûlés n'a pas d'effet sur le profil de température à la sortie du collecteur. En effet, les profils de température pour les différents débits considérés (25%, 50 % et 100%) sont superposés (figure IV.89). Il en est de même pour les profils de vitesse (figure IV.90).

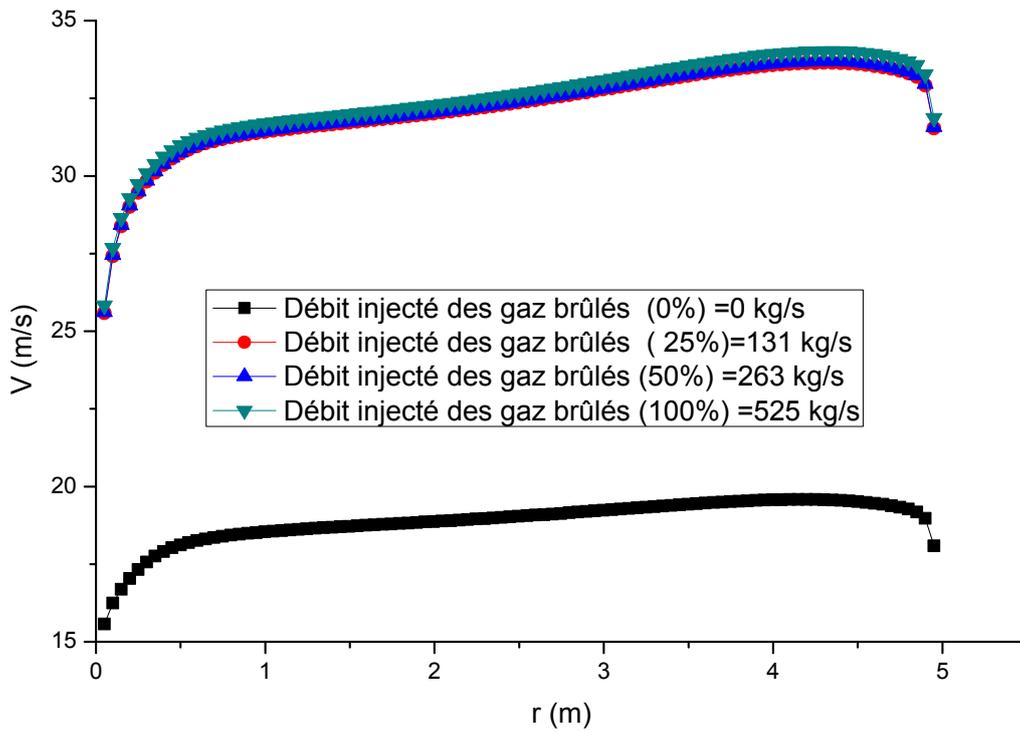


Fig. IV.90 : Profils de la vitesse du mélange (air-gaz) à la sortie du collecteur pour différents débits massiques des gaz brûlés (injection au milieu du collecteur)

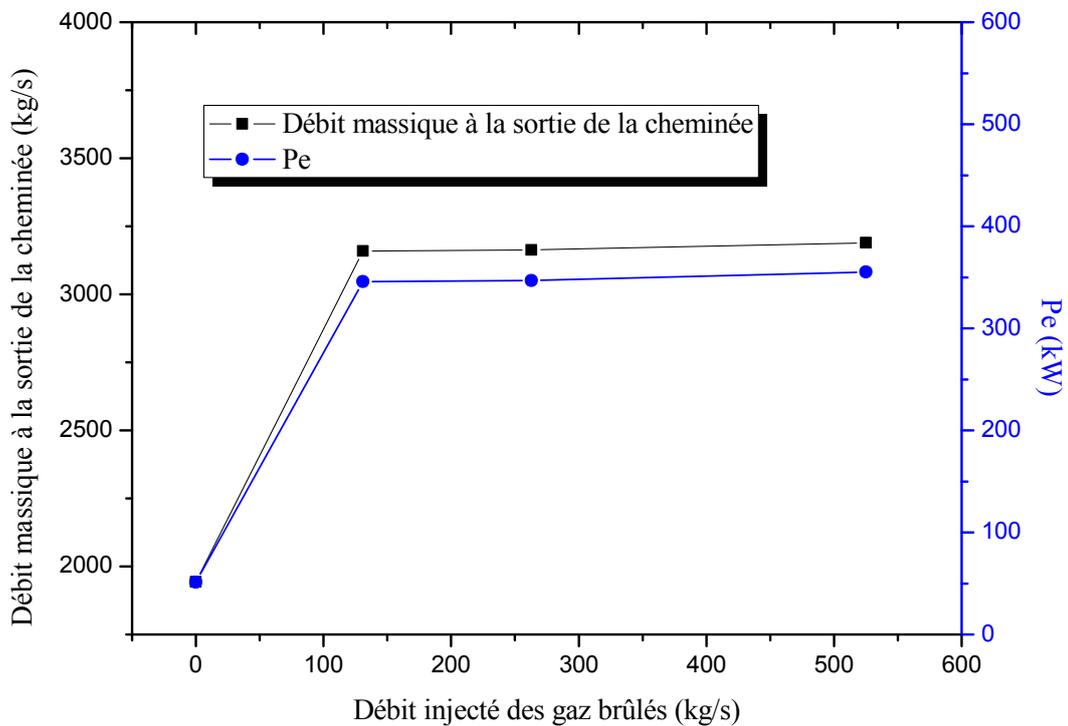


Fig. IV.91 : Variation du débit massique à la sortie de la cheminée et la puissance produite par la centrale en fonction du débit injecté des gaz brûlés (injection au milieu du collecteur)

La variation du débit massique du mélange à la sortie de la cheminée et la puissance produite par la cheminée solaire, dans le deuxième cas (injection des gaz brûlés au milieu du collecteur) en fonction du débit injecté sont représentées sur la figure IV.91. Il apparaît clairement que les deux paramètres ont la même tendance, une augmentation jusqu'à 131 kg/s, puis au-delà de cette valeur ils restent constants.

IV.4.3 Comparaison des deux cas étudiés

Pour comparer les deux cas étudiés, la variation de la puissance produite par la cheminée solaire en fonction du débit injecté est présentée dans la figure IV.92. Nous pouvons observer que :

- Pour l'injection de 25% du débit massique des gaz brûlés, la puissance produite par la cheminée solaire dans le second cas (injection au milieu du collecteur) est beaucoup plus élevée que pour le premier le cas où l'injection se fait à l'entrée.
- Pour l'injection de 50% du débit massique des gaz brûlés, la production de puissance est quasiment la même.
- Pour l'injection de 100% du débit massique des gaz brûlés, la production dans le premier cas est beaucoup plus élevée que le second.

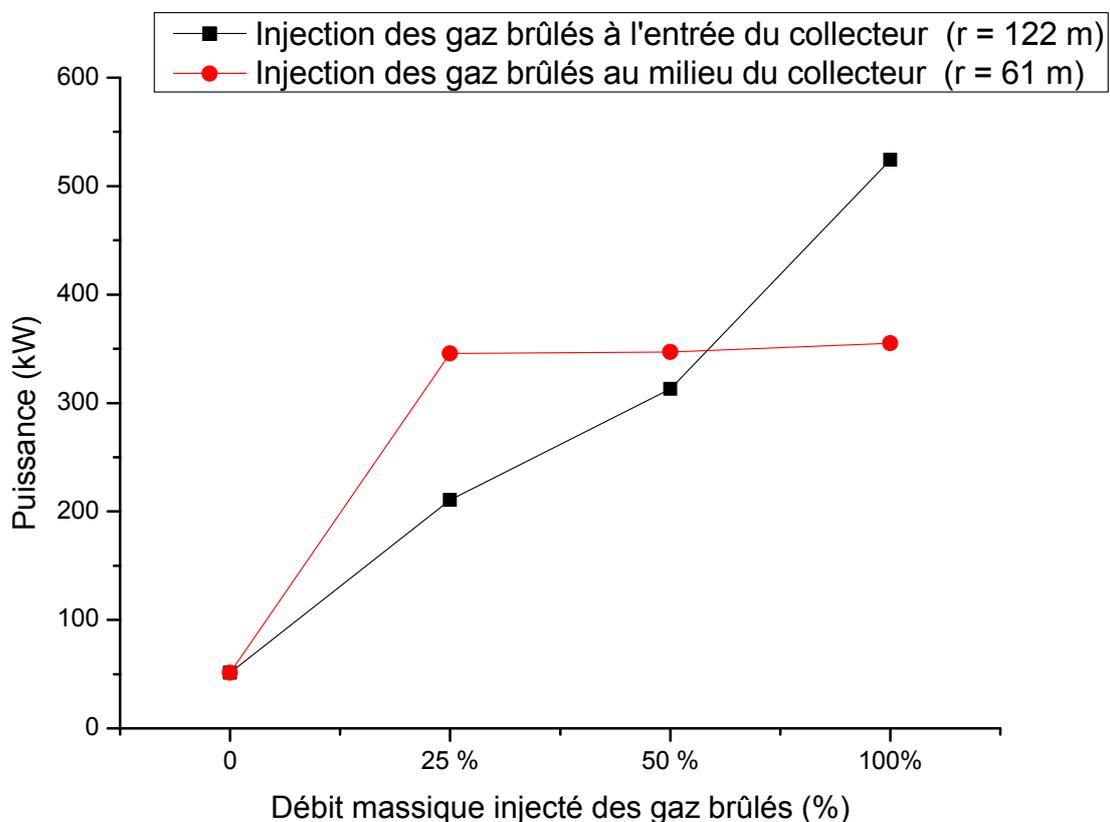


Fig. IV.92 : Variation de la production d'énergie en fonction du débit massique injecté des gaz brûlés

IV.4.4 Effet du rayonnement solaire sur le système cheminée solaire-turbine à gaz

Il a été remarqué sur les figures IV.85 et IV.91, que la variation du débit massique du mélange à la sortie de la tour et la puissance produite par la cheminée solaire ont la même allure, pour une valeur donnée du rayonnement solaire. De ce fait, l'effet du rayonnement solaire est examiné sur le débit massique total à la sortie de la cheminée au lieu de le faire sur la production de la cheminée solaire. Nous pouvons constater sur la figure IV.93, que l'effet du rayonnement solaire est plus important dans le cas où il n'y a pas d'injection des gaz brûlés, car la température à l'entrée du collecteur (température ambiante) est étroitement liée au rayonnement solaire.

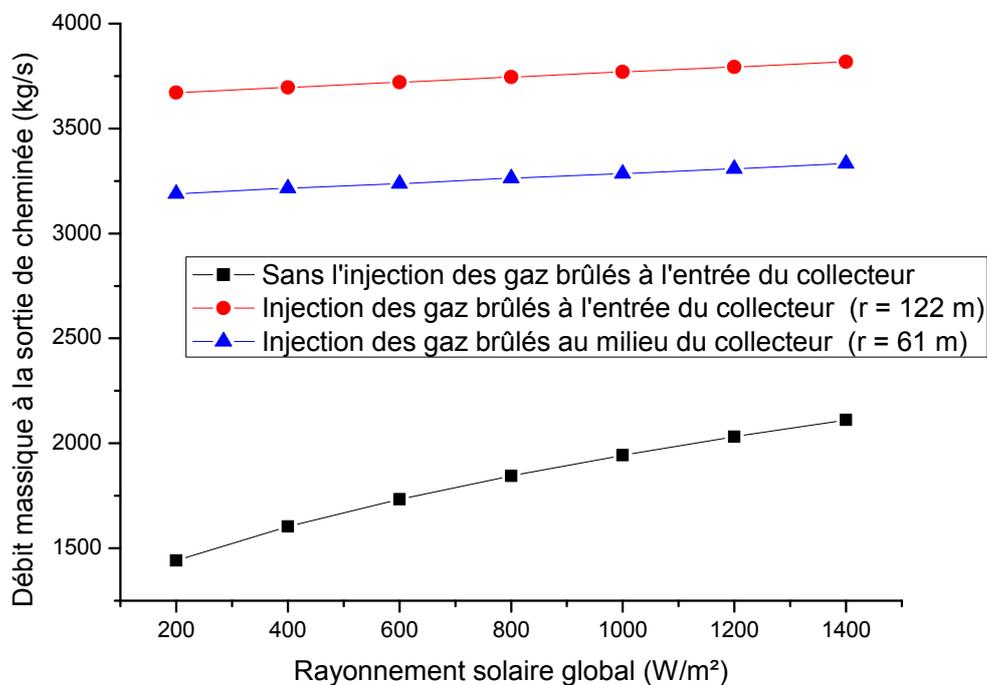


Fig. IV.93 : Variation du débit massique à la sortie de la cheminée en fonction du rayonnement solaire

IV.5 Etude numérique en 3D

L'étude numérique tridimensionnelle du transfert de chaleur dans d'une centrale à cheminée solaire fera l'objet de cette dernière partie de la thèse. Les paramètres géométriques du système étudié sont schématisés sur la figure IV.94. Les simulations porteront sur les deux régimes d'écoulement, laminaire et turbulent. Le but sera d'examiner l'influence de la troisième dimension sur l'écoulement de l'air et sur le transfert de chaleur. Une comparaison entre les résultats en 2D et en 3D sera également effectuée à travers la présentation des champs de température pour les différents cas simulés.

Dans le but de réduire considérablement le temps de calcul, notre étude portera seulement sur une part du domaine, de 5 degrés. Les faces latérales sont considérées comme des frontières symétriques (figure IV.95). Cette méthode a été utilisée par A. Koonsrisuk [71] et a donné de bons résultats.

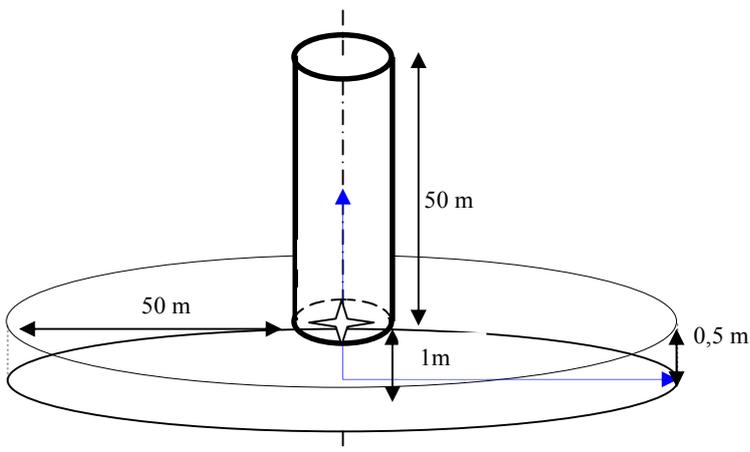


Fig. IV. 94 : Paramètres géométriques (3D)

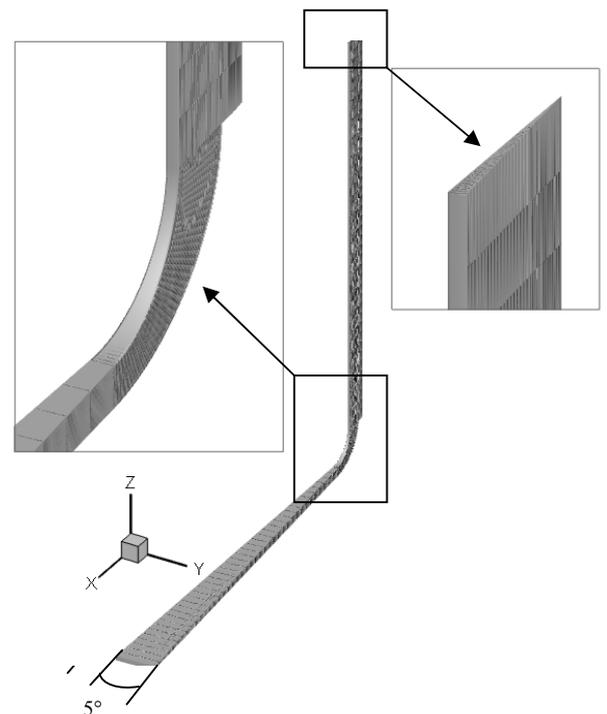


Fig. IV.95: Géométrie modélisée en 3D

V.5.1 Effet du maillage (3D)

Plusieurs structures de maillage (20 654 nœuds, 25 088 nœuds, 92 710 nœuds, 134 067 nœuds et 205 924 nœuds) ont été examinées. L'analyse des valeurs de la variation du débit massique à la sortie de la cheminée en fonction du nombre de nœuds, consignées dans le tableau IV.4, nous permet de retenir le maillage de 205 924 nœuds.

Tableau IV.4 : Optimisation du maillage par le débit (3D)

Nombre de nœuds du maillage	Débit à la sortie de la cheminée (kg/s)	Erreur %
20 654	30.791079	-
25 088	14.742083	74%
92 710	25.701737	-27.50%
134 067	18.633400	12.79%
205 924	21.016158	2.81%

V.5.2 Cas du régime laminaire (3D)

Ce régime est caractérisé par des valeurs relativement faibles du Ra. Le problème consiste à étudier la convection naturelle dans une centrale à cheminée solaire en 3D, pour les valeurs du nombre de Ra de, 3,76E3, 4E5 et 1E5.

Pour le régime laminaire, les champs de température en 3D et en 2D, pour un nombre de Ra =1E5 sont similaires (figure IV.96). Par conséquent l'effet de la troisième direction pour ce régime d'écoulement est faible. Pour confirmer ou infirmer ce résultat, la simulation de la cheminée a été entreprise avec trois autres nombres de Ra (3,76E3, 5E4 et 1E5). Nous pouvons constater sur les figures IV.97, IV.98 et IV.99, relatives respectivement aux trois nombres de Ra précédents, que des ondulations apparaissent, au fur et à mesure que le plan x-y s'éloigne des parois chaude ou froide du collecteur.

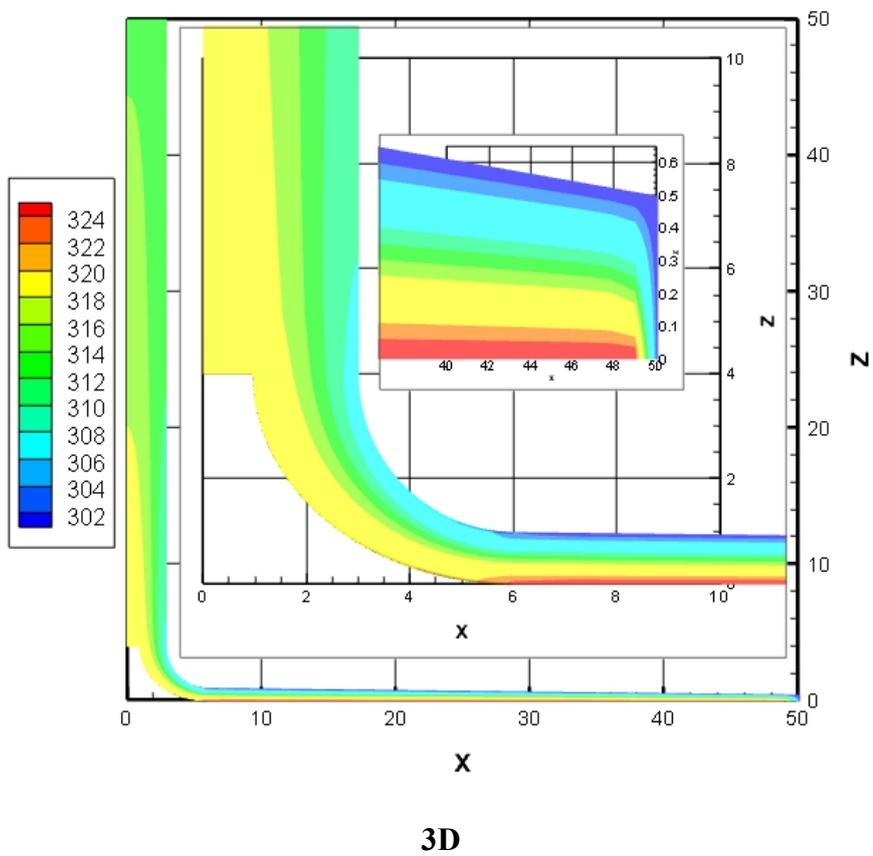
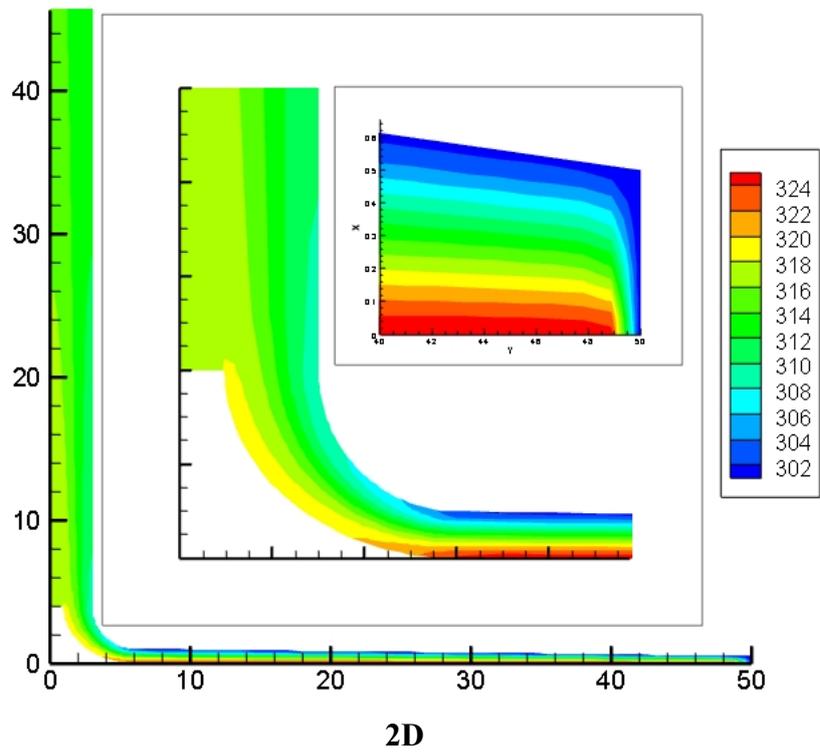


Fig. IV.96 : Champs de température pour $Ra=1E5$ (2D et 3D, régime laminaire)

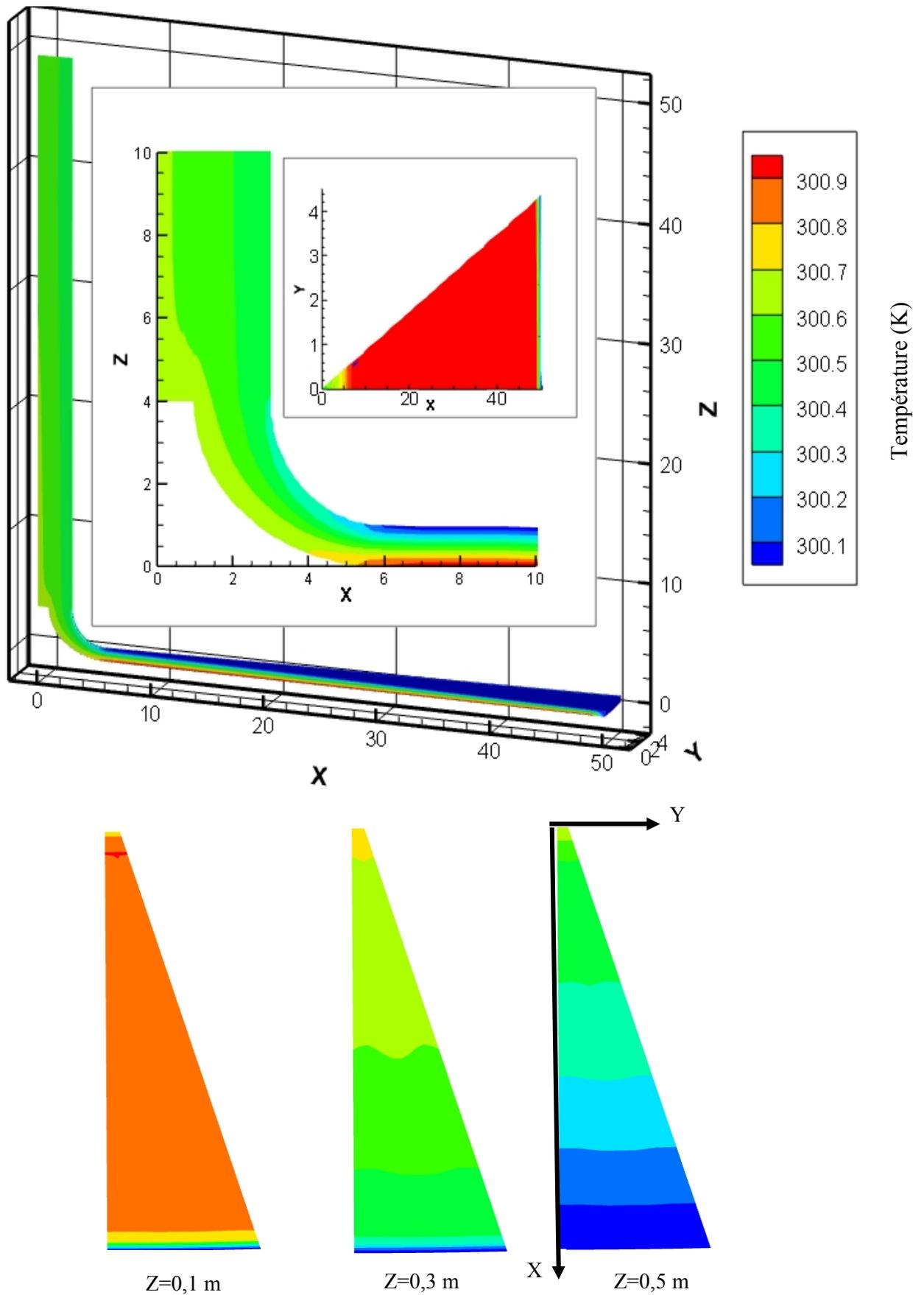


Fig. IV.97 : Champs de température pour $Ra=3,76E3$ (3D)

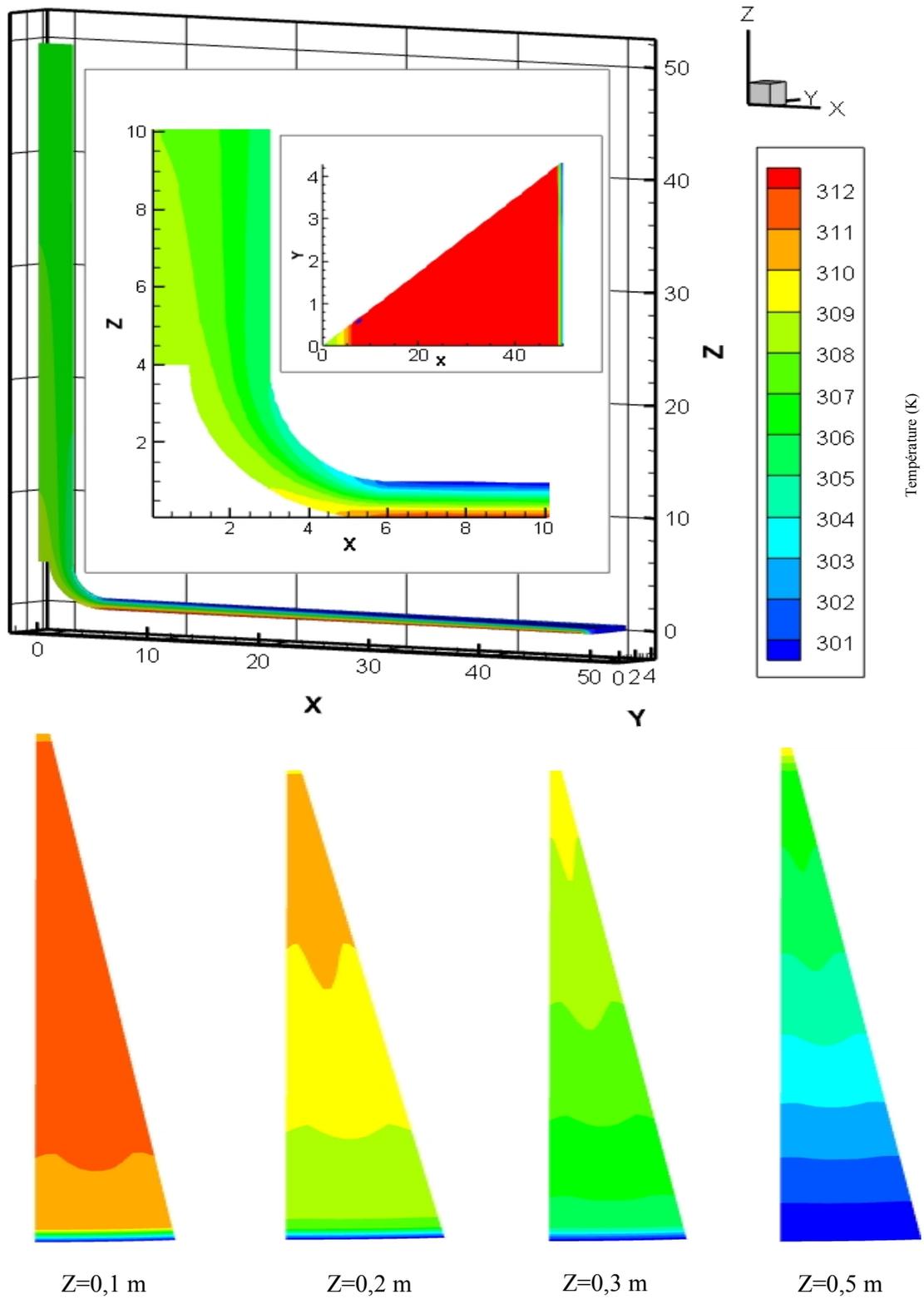


Fig. IV.98 : Champs de température pour $Ra=5E4$ (3D)

IV.5.3 Cas du régime turbulent (3D)

Les résultats de la simulation tridimensionnelle de l'écoulement et du transfert de chaleur, dans une cheminée solaire pour le régime turbulent (Ra de, $2,8E8$, $8,2E8$ et $1,25E9$), sont exposés dans ce qui suit.

Il apparait clairement sur la figure VI.100, une différence significative entre les champs de température en 3D et en 2D, pour la même valeur du nombre de $Ra=1,25E9$ (régime turbulent)

Les figures IV.101, IV.102 et IV.103 représentent les champs de température dans toute la cheminée et à plusieurs plans x-y du collecteur ($z = 0,1, 0,2, 0,3$ et $0,5$ m), pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh, pour le régime turbulent.

Pour $Ra=2,8E8$, on remarque la présence d'ondulations dans tous les plans x-y du collecteur ($z = 0,1, 0,2, 0,3$ et $0,5$ m), essentiellement au milieu du collecteur et ce à cause de l'augmentation de la vitesse d'écoulement. Une légère modification des ondulations est observée dans tous les plans x-y pour la valeur de Rayleigh de $8,2E8$.

Pour $Ra=1,25E9$, la structure d'écoulement est fortement influencée par la troisième direction, démontrée par la présence des ondulations dans toute la surface du collecteur de l'entrée jusqu'à la sortie. Pour les faibles nombres de Ra , la modélisation en 2D est suffisante, mais pour les nombres de Ra élevés, le recours à la 3D est nécessaire

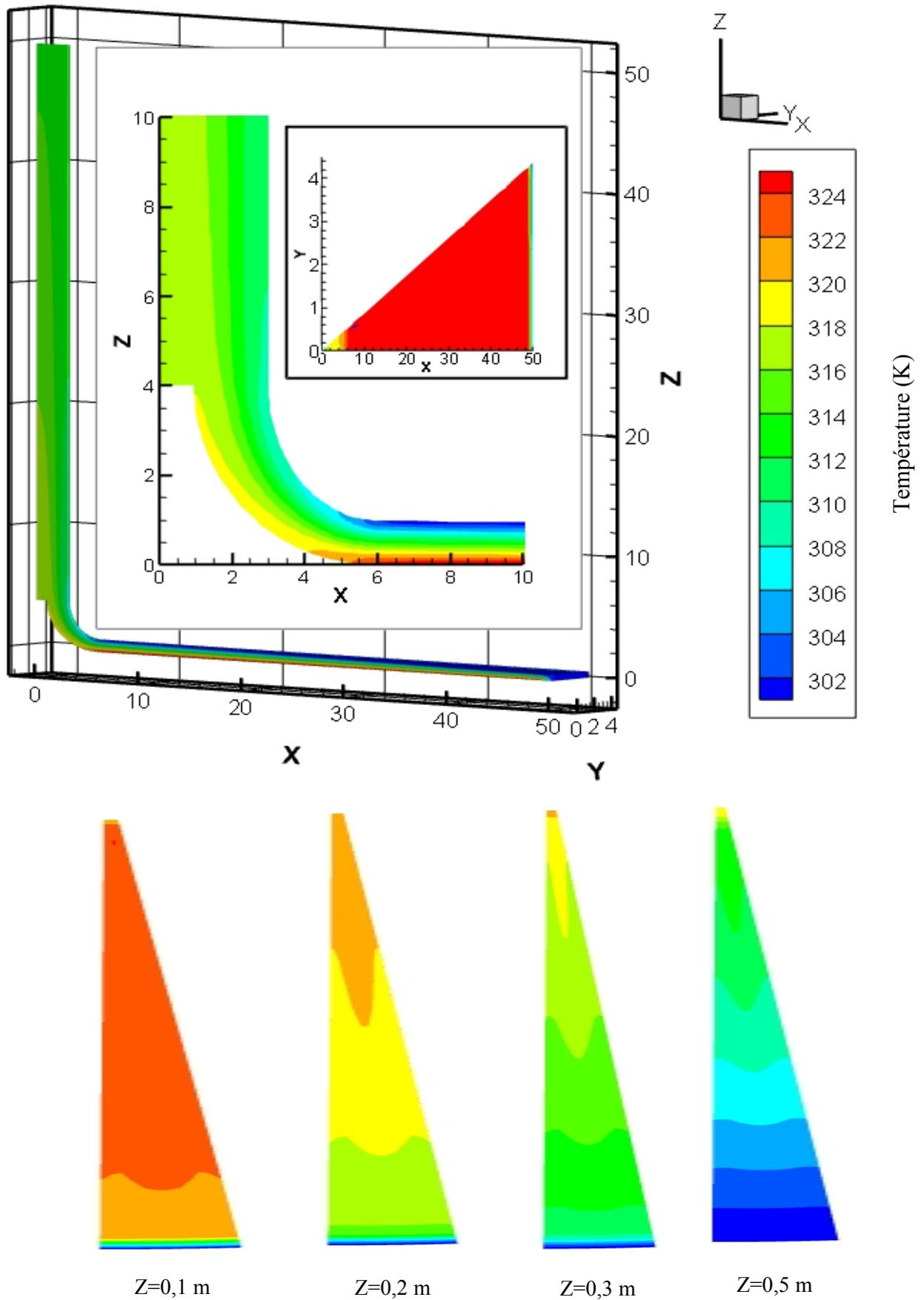
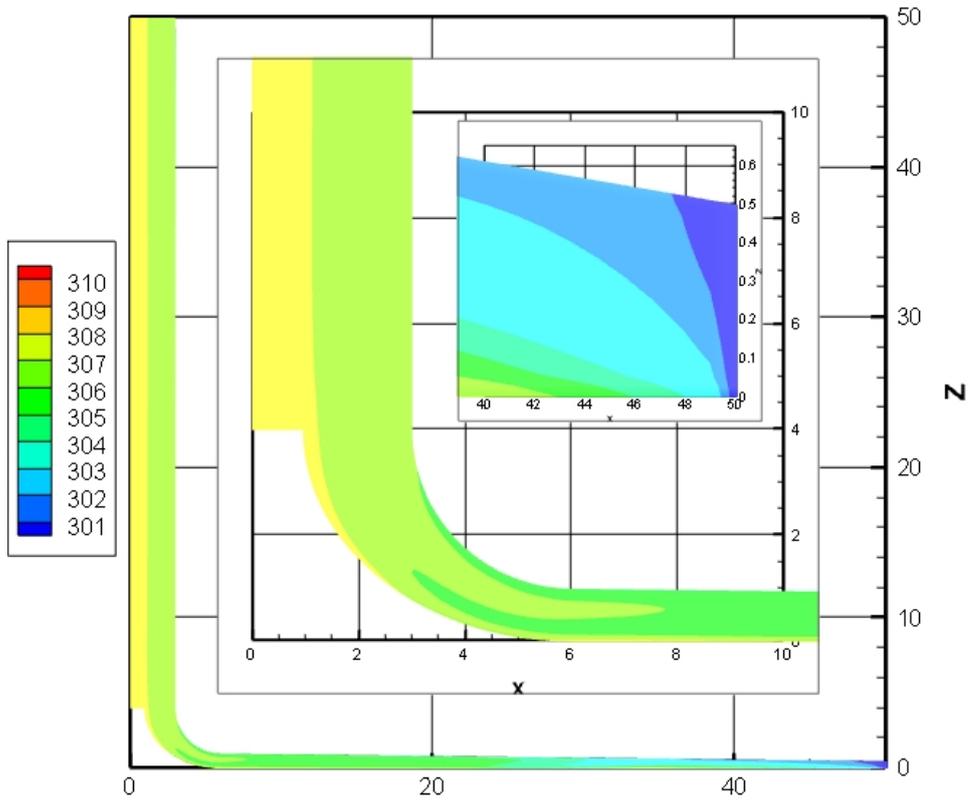
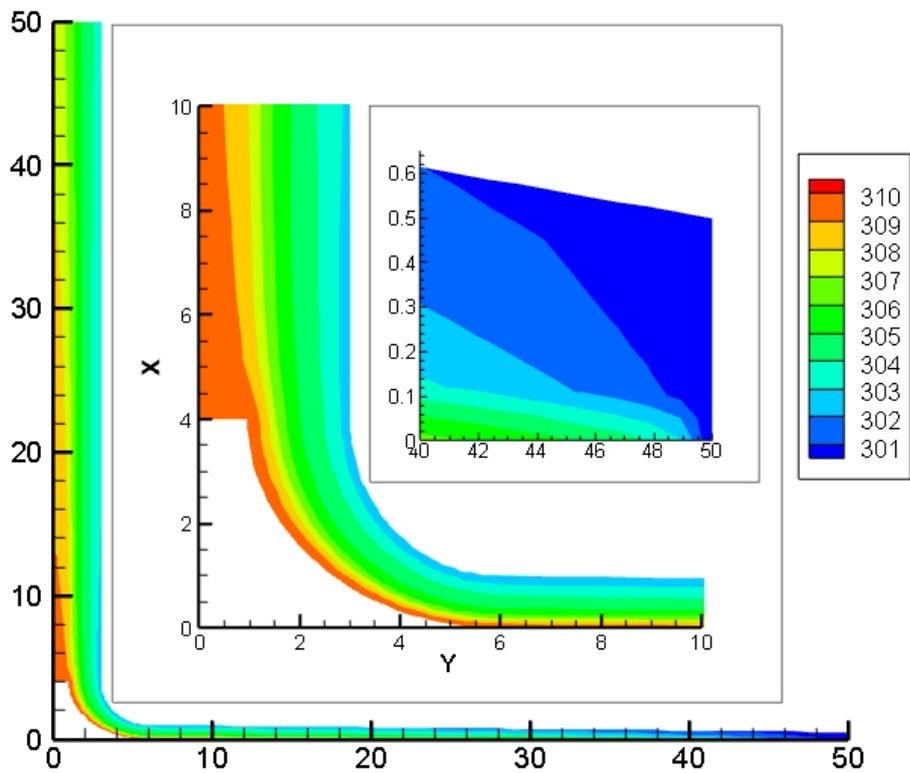


Fig. IV.99 : Champs de température pour $Ra=1E5$ (3D)



3D



2D

Fig. IV.100 : Champs de température pour $Ra=1,29E9$ (2D et 3D, régime turbulent)

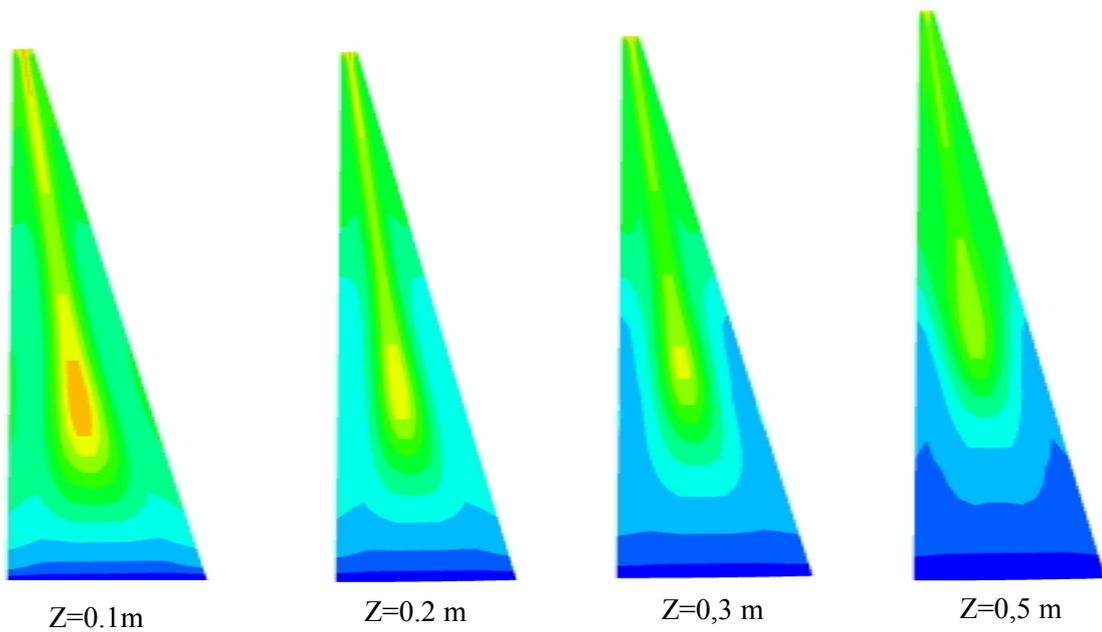
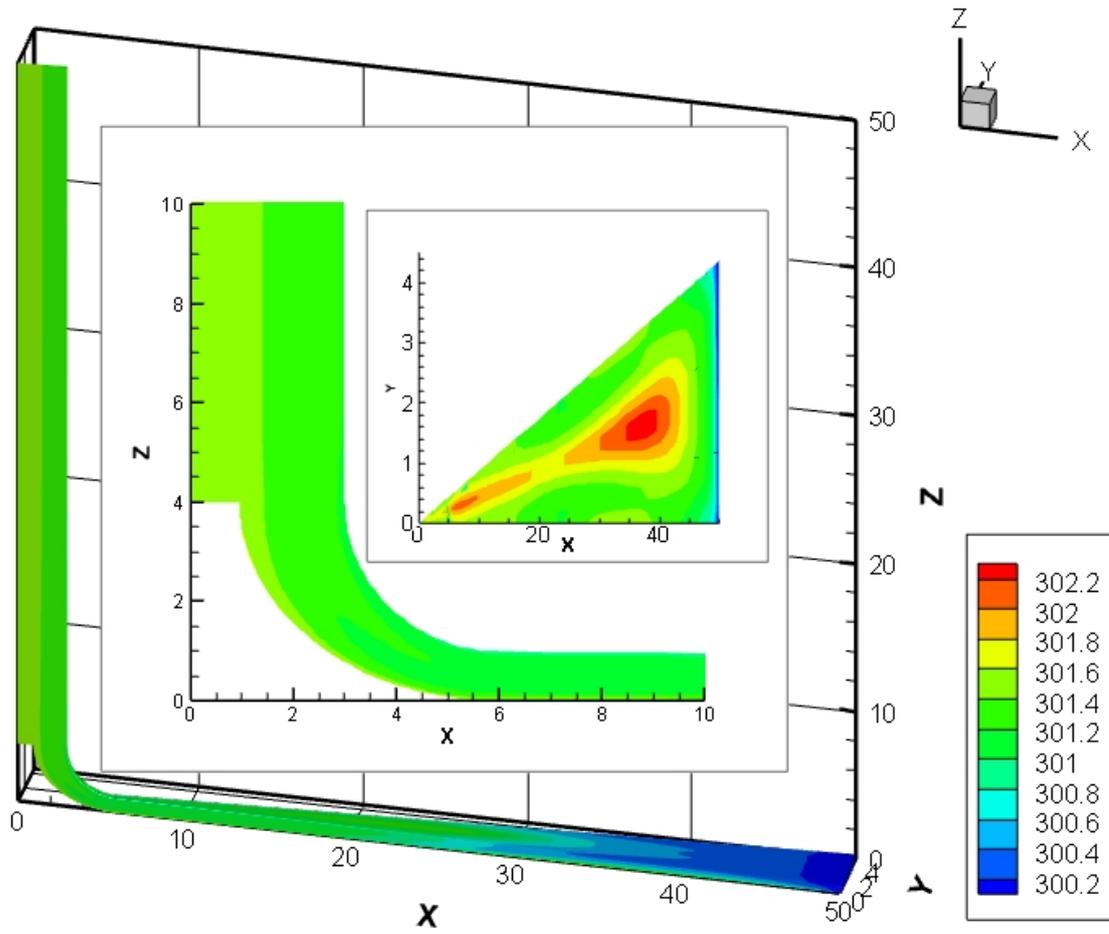


Fig. IV.101 : Champs de température pour $Ra=2,8E8$ (3D)

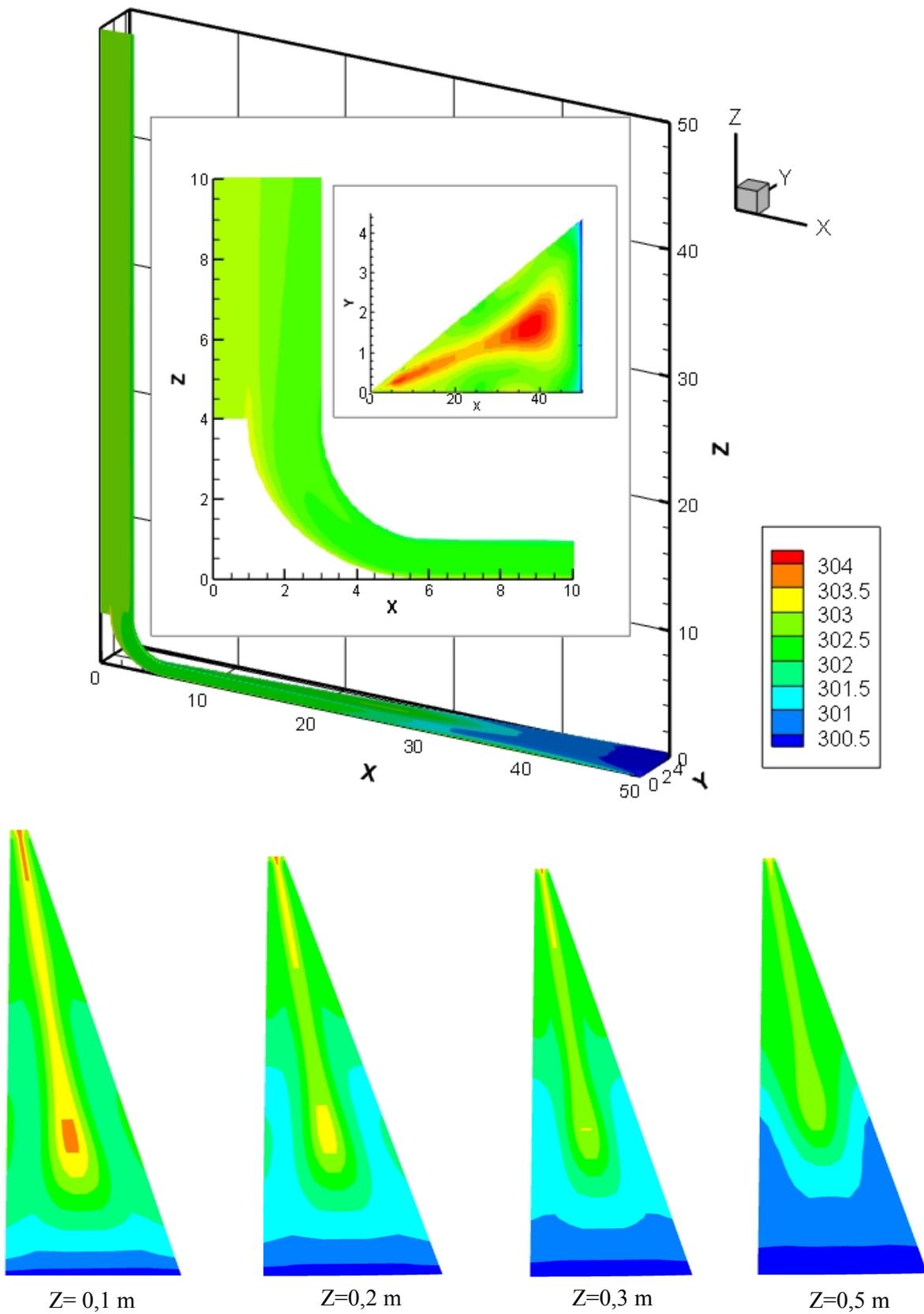


Fig. IV.102 : Champs de température pour $Ra=8,2E8$ (3D)

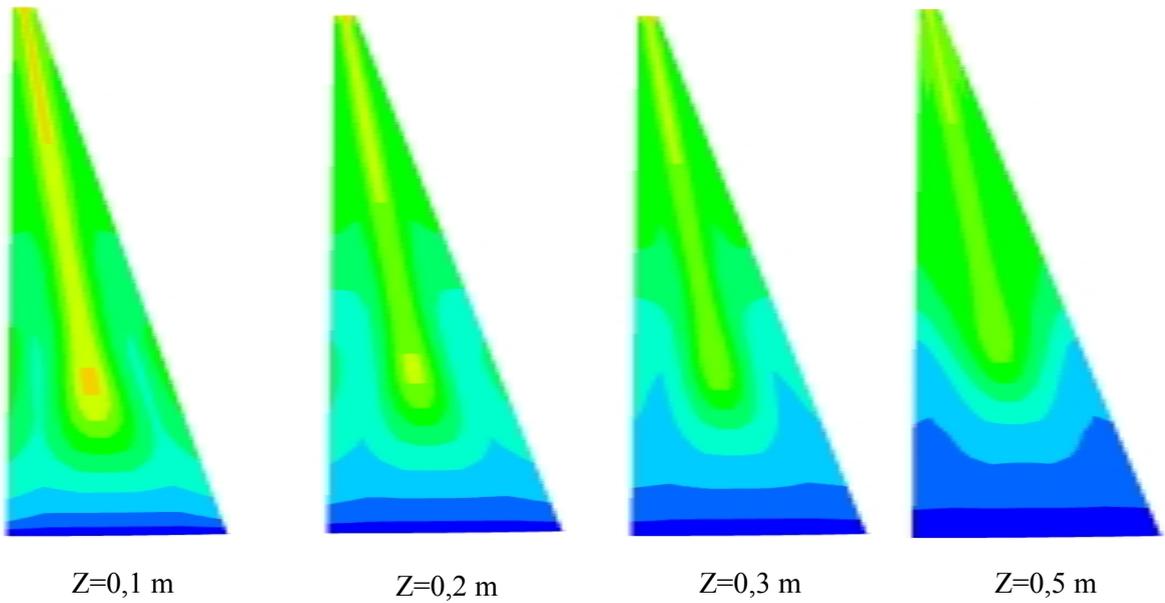
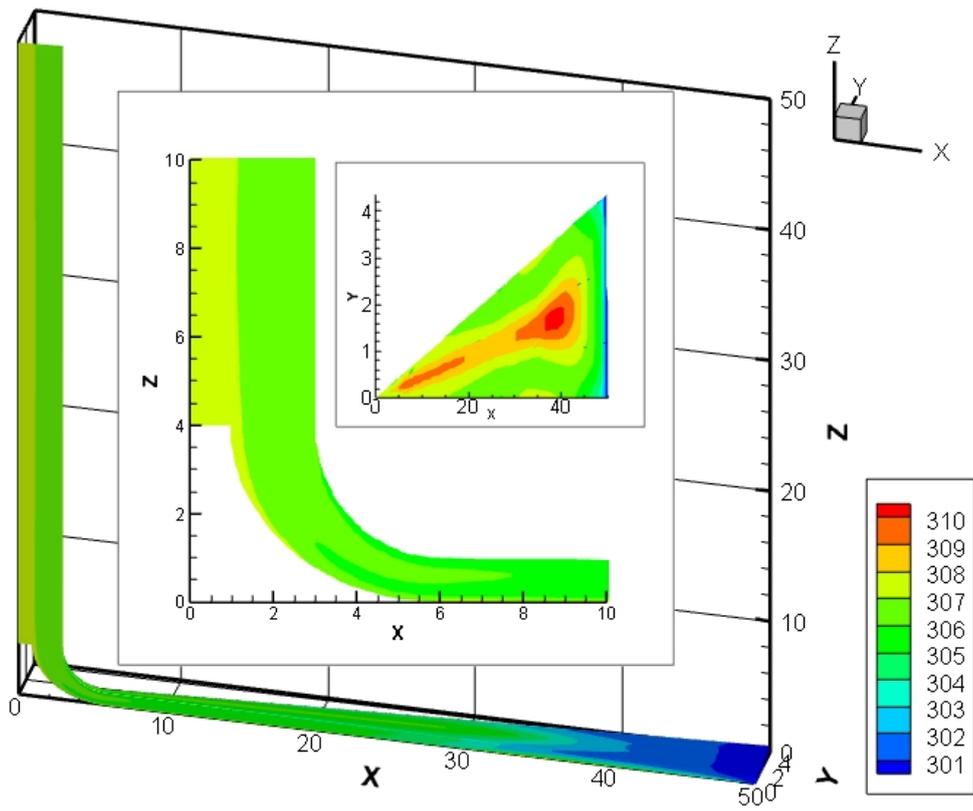


Fig. IV.103 : Champs de température pour Ra=1,25E9 (3D)

Conclusion Générale

Conclusion générale

Cette thèse s'inscrit dans le cadre du développement et de la promotion des énergies renouvelables. La centrale à cheminée solaire est une des applications qui attire actuellement beaucoup de regards. L'Algérie pourrait, en raison de son grand potentiel en termes d'énergie solaire et de surface, pencher en faveur de l'implantation d'une telle installation.

Bien que de nombreux travaux sur ce type de technologie aient été menés, le champ d'investigation pour améliorer le rendement reste largement ouvert. Aussi notre intérêt a porté sur les transferts de chaleur dans une cheminée solaire, qui sont les phénomènes les plus influant sur le rendement global du système. Dans une première phase, nous avons mené une recherche bibliographique approfondie et recensé les différentes études théoriques, numériques, et expérimentales sur les phénomènes hydrodynamiques et thermiques impliqués dans le dispositif en question.

Nous avons par la suite procédé à la modélisation mathématique du problème physique en 2D et en 3D, dimensionnelle et adimensionnelle. Des hypothèses et approximations qui permettant de simplifier le modèle mathématique, ont été adoptées pour établir les équations régissant l'écoulement dans la cheminée solaire pour trois configurations différentes. Un bon accord quantitatif a été obtenu entre les données expérimentales du prototype de Manzanares, les résultats numériques en utilisant le logiciel Fluent et nos mesures expérimentales.

L'analyse des résultats obtenus a permis d'observer que la configuration géométrique, a un effet sur le transfert de chaleur et l'écoulement de l'air et par conséquent sur le rendement de la centrale à cheminée solaire.

Les résultats des simulations adimensionnelles ont montré l'existence d'une stratification en température qui croit avec l'augmentation du nombre de Rayleigh. Les lignes de courant sont parallèles aux parois du collecteur et de la tour (aucune cellule convective), ceci est valable pour les deux configurations géométriques (sans et avec considération de la position de la turbine).

La différence observée entre les deux configurations géométriques étudiées est constatée sur les deux profils de vitesse au niveau de l'entrée de la tour et de la sortie du collecteur, ces derniers ont une relation directe avec le débit qui dépend lui même du rendement de la cheminée solaire.

L'étude instationnaire nous a permis de conclure que les états finaux (après stabilisation) des champs de températures, pressions et vitesses sont identiques à ceux du régime stationnaire, pour deux configurations géométriques.

Les résultats de l'examen de la possibilité de combiner une cheminée avec une turbine à gaz, ont montré qu'une cheminée solaire avec les mêmes paramètres géométriques que le prototype de Manzanares et couplée avec une turbine à gaz de type SGT5-2000E Siemens peut produire dix fois plus d'énergie électrique.

Dans le cas de l'injection des gaz brûlés à l'entrée du collecteur, la productivité est proportionnelle au débit injecté, alors que dans le cas où les gaz brûlés sont injectés au milieu du collecteur la production augmente dans un premier temps, puis demeure constante.

Concernant l'influence du rayonnement solaire sur les deux systèmes (cheminée solaire et cheminée solaire + turbine à gaz), il apparaît clairement que ce dernier a un effet conséquent sur le premier système, mais son effet est peu significatif (pratiquement inexistant) sur le second.

L'effet de la troisième direction sur l'écoulement de l'air et le transfert de chaleur par convection naturelle tridimensionnelle au sein d'une cheminée solaire a été également examiné. La comparaison des champs de température en 3D et en 2D a permis de conclure que dans le cas du régime laminaire, le modèle 2D peut être considéré (les deux champs sont quasiment identiques et la différence est négligeable). Par contre, en régime turbulent, l'effet de la troisième direction devient important et ne peut pas être négligé.

De nombreux autres paramètres pouvant influencer sur le fonctionnement et la performance de la cheminée solaire, tels que la rugosité du sol, sa conductivité et sa capacité thermique de même que l'intégration d'une turbine à l'intérieur de la cheminée pourraient faire l'objet de travaux futurs.

Références Bibliographiques

Références Bibliographiques

- [1] Y. Hu, L. Peng, X. Li, X. Yao, H. Lin, T. Chi, A novel evolution tree for analyzing the global energy consumption structure, *Energy*, Vol.147, pp.1177-1187, 2018.
- [2] B. Tissot, Quel avenir pour les combustibles fossiles? Les avancées scientifiques et technologiques permettront-elles la poursuite d'un développement soutenable avec les énergies carbonées?, *Comptes Rendus de l'Académie des Sciences-Series IIA-Earth and Planetary Science*, Vol.333, pp.787-796, 2001.
- [3] A. Mefti, M. Y. Bouroubi, H. Mimouni, Evaluation du potentiel énergétique solaire. *Bulletin des énergies renouvelables*, Vol.2, pp.12, 2002.
- [4] F. Trieb, O. Langniß, H. Klaiß, Solar electricity generation—a comparative view of technologies, costs and environmental impact, *Solar energy*, Vol.59, pp.89-99, 1997.
- [5] J. Schlaich, *The solar chimney: electricity from the sun*, Edition Axel Menges, 1995.
- [6] G. Xu, T. Ming, Y. Pan, F. Meng, C. Zhou, Numerical analysis on the performance of solar chimney power plant system, *Energy Conversion and Management*, Vol.52, pp.876-883, 2011.
- [7] C. B. Maia, A. G. Ferreira, R. M. Valle, M. F. Cortez, Theoretical evaluation of the influence of geometric parameters and materials on the behavior of the airflow in a solar chimney, *Computers & Fluids*, Vol.38, pp.625-636, 2009.
- [8] A. Asnaghi, S. M. Ladjevardi, A. H. Kashani, P. S. Izadkhast, Solar chimney power plant performance analysis in the central regions of Iran, *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol.135, pp. 1-7, 2013.
- [9] A. Asnaghi, S. M. Ladjevardi, Solar chimney power plant performance in Iran, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.16, pp.3383-3390, 2012.
- [10] Y. J. Dai, H. B. Huang, R. Z. Wang, Case study of solar chimney power plants in Northwestern regions of China, *Renewable Energy*, Vol.28, pp.1295-1304, 2003.
- [11] S. Djimli, A. Chaker, Numerical Study of the Solar Chimney Power Plant Performance in the Region of M'Sila-Algeria, *The Renewable Energy & Power Quality Journal*, Vol.1, pp.71-75, 2014.
- [12] S. Djimli, A. Chaker, Numerical Study the Performance of Solar Chimney Power Plant in Different Regions of Algeria, *Energy conservation*, Vol.2, pp.120-125, 2014.
- [13] T. Chergui, S. Larbi, A. Bouhdjar, Thermo-hydrodynamic aspect analysis of flows in solar chimney power plants—A case study, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.14, pp.1410-1418, 2010.

- [14] S. Djimli, A. Chaker, Numerical analysis of the turbulent heat transfer at 2D in a solar chimney, *International Journal of Smart Grid and Clean Energy*, Vol.4, pp.305-311, 2015.
- [15] B. Ghorbani, M. Ghashami, M. Ashjaee, Electricity production with low grade heat in thermal power plants by design improvement of a hybrid dry cooling tower and a solar chimney concept, *Energy Conversion and Management*, Vol.94, pp.1-11, 2015.
- [16] <http://www.enviromission.com.au/>, décembre 2017.
- [17] <http://www.tour-solaire.fr/projets-ts.php>, décembre 2017.
- [18] F. Cao, L. Zhao, L. Guo, Simulation of a sloped solar chimney power plant in Lanzhou, *Energy conversion and management*, Vol.52, pp.2360-2366, 2011.
- [19] F. Cao, L. Zhao, H. Li, L. Guo, Performance analysis of conventional and sloped solar chimney power plants in China, *Applied Thermal Engineering*, Vol.50, pp.582-592, 2013.
- [20] M. O. Hamdan, Analysis of a solar chimney power plant in the Arabian Gulf region, *Renewable Energy*, Vol.36, pp.2593-2598, 2011.
- [21] S. Larbi, A. Bouhdjar, T. Chergui, Performance analysis of a solar chimney power plant in the southwestern region of Algeria, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.14, pp.470-477, 2010.
- [22] S. Nizetic, N. Ninic, B. Klarin, Analysis and feasibility of implementing solar chimney power plants in the Mediterranean region, *Energy*, Vol.33, pp.1680-1690, 2008.
- [23] C. O Okoye, U. Atikol, A parametric study on the feasibility of solar chimney power plants in North Cyprus conditions, *Energy Conversion and Management*, Vol.80, pp.178-187, 2014.
- [24] R. Sangi, Performance evaluation of solar chimney power plants in Iran, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.16, pp.704-710, 2012.
- [25] X. Zhou, F. Wang, J. Fan, R. M. Ochieng, Performance of solar chimney power plant in Qinghai-Tibet Plateau, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.14, pp.2249-2255, 2010.
- [26] A. Ayadi, Z. Driss, A. Bouabidi, M. S. Abid, Experimental and numerical study of the impact of the collector roof inclination on the performance of a solar chimney power plant, *Energy and Buildings*, Vol.139, pp.263-276, 2017.
- [27] E. Gholamalizadeh, S. H. Mansouri, A comprehensive approach to design and improve a solar chimney power plant : a special case–Kerman project, *Applied energy*, Vol.102, pp.975-982, 2013.
- [28] W. Haaf, K. Friedrich, G. Mayr, J. Schlaich, Solar chimneys part I: principle and construction of the pilot plant in Manzanares, *International Journal of Solar Energy*, Vol.2, pp. 3-20, 1983.

- [29] W. Haaf, Solar chimneys: part ii: preliminary test results from the Manzanares pilot plant, *International Journal of Sustainable Energy*, Vol.2, pp.141-161, 1984.
- [30] A. B. Kasaeian, E. Heidari, S. N. Vatan, Experimental investigation of climatic effects on the efficiency of a solar chimney pilot power plant, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.15, pp.5202-5206, 2011.
- [31] A. Koonsrisuk, T. Chitsomboon, Dynamic similarity in solar chimney modeling, *Solar Energy*, Vol.81, pp.1439-1446, 2007.
- [32] X. Zhou, J. Yang, B. Xiao, G. Hou, Experimental study of temperature field in a solar chimney power setup, *Applied Thermal Engineering*, Vol.27, pp.2044-2050, 2007.
- [33] M. D. S. Bernardes, A. Voß, G. Weinrebe, Thermal and technical analyses of solar chimneys, *Solar Energy*, Vol.75, pp.511-524, 2003.
- [34] E. Bilgen, J. Rheault, Solar chimney power plants for high latitudes, *Solar Energy*, Vol.79, pp. 449-458, 2005.
- [35] M. O. Hamdan, Analysis of solar chimney power plant utilizing chimney discrete model, *Renewable energy*, Vol.56, pp.50-54, 2013.
- [36] S. Hu, , D. Y. Leung, J. C. Chan, Impact of the geometry of divergent chimneys on the power output of a solar chimney power plant, *Energy*, Vol.120, pp.1-11, 2017.
- [37] A. Koonsrisuk, T. Chitsomboon, Partial geometric similarity for solar chimney power plant modeling, *Solar Energy*, Vol.83, pp.1611-1618, 2009.
- [38] A. Koonsrisuk, S. Lorente, A. Bejan, Constructal solar chimney configuration, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.53, pp.327-333, 2010.
- [39] A. Koonsrisuk, Mathematical modeling of sloped solar chimney power plants, *Energy*, Vol.47, pp.582-589, 2012.
- [40] S. V. Panse, A. S. Jadhav, A. S. Gudekar, J. B. Joshi, Inclined solar chimney for power production, *Energy conversion and management*, Vol.52, pp.3096-3102, 2011.
- [41] S. K. Patel, D. Prasad, M. R. Ahmed, Computational studies on the effect of geometric parameters on the performance of a solar chimney power plant, *Energy Conversion and Management*, Vol.77, pp.424-431, 2014.
- [42] F. Denantes, E. Bilgen, Counter-rotating turbines for solar chimney power plants, *Renewable Energy*, Vol.31, pp.1873-1891, 2006.
- [43] T. P. Fluri, T. W. Von Backström, Comparison of modelling approaches and layouts for solar chimney turbines, *Solar Energy*, Vol.82, pp.239-246, 2008.

- [44] S. Hu, , D. Y. Leung, Impact of Guide Wall Geometry on the Power Output of a Solar Chimney Power Plant, *Energy Procedia*, Vol.88, pp.414-421, 2016.
- [45] S. Hu, D. Y. Leung, M. Z. Chen, J. C. Chan, Effect of guide wall on the potential of a solar chimney power plant, *Renewable Energy*, Vol.96, pp.209-219, 2016.
- [46] J. Y. Li, P. H. Guo, Y. Wang, Effects of collector radius and chimney height on power output of a solar chimney power plant with turbines, *Renewable Energy*, Vol.47, pp.21-28, 2012.
- [47] S. Nizetic, B. Klarin, 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, pp.587-591, 2010.
- [48] M. Tingzhen, L. Wei, X. Guoling, X. Yanbin, G. Xuhu, P. Yuan, Numerical simulation of the solar chimney power plant systems coupled with turbine, *Renewable Energy*, Vol.33, pp.897-905, 2008.
- [49] F. J. Hurtado, A. S. Kaiser, B. Zamora, Evaluation of the influence of soil thermal inertia on the performance of a solar chimney power plant, *Energy*, Vol.47, pp.213-224, 2012.
- [50] T. Ming, W. Liu, Y. Pan, G. Xu, 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, 2008.
- [51] F. Cao, H. Li, Q. Ma, L. Zhao, Design and simulation of a geothermal–solar combined chimney power plant, *Energy Conversion and Management*, Vol.84, pp.186-195, 2014.
- [52] S. Djimli, A. Chaker, S. Ajib, M. Habka, Studying the possibility of a combined hybrid solar chimney power plant with a gas turbine, *Environmental Progress & Sustainable Energy*, Vol.37, pp.1160-1168, 2018.
- [53] T. Ming, T. Gong, R.K. de Richter, W. Liu, A. Koonsrisuk, Freshwater generation from a solar chimney power plant, *Energy Conversion and Management*, Vol.113, pp.189-200, 2016.
- [54] X. Zhou, B. Xiao, W. Liu, X. Guo, J. Yang, , J. Fan, Comparison of classical solar chimney power system and combined solar chimney system for power generation and seawater desalination, *Desalination*, Vol.250, pp.249-256, 2010.
- [55] E. Gholamalizadeh, , M.H. Kim, Three-dimensional CFD analysis for simulating the greenhouse effect in solar chimney power plants using a two-band radiation model, *Renewable energy*, Vol.63, pp.498-506, 2014.
- [56] P. Guo, J. Li, Y. Wang, Evaluation of the optimal turbine pressure drop ratio for a solar chimney power plant, *Energy Conversion and Management*, Vol.108, pp.14-22, 2016.

- [57] P. Guo, J. Li, Y. Wang, Numerical study on the performance of a solar chimney power plant, *Energy Conversion and Management*, Vol.105, pp.197-205, 2015.
- [58] P.H. Guo, J. Y. Li, Y. Wang, Numerical simulations of solar chimney power plant with radiation model, *Renewable Energy*, Vol.62, pp.24-30, 2014.
- [59] A. Kasaeian, A.R. Mahmoudi, F.R. Astaraei, A. Hejab, 3D simulation of solar chimney power plant considering turbine blades, *Energy Conversion and Management*, Vol.147, pp.55-65, 2017.
- [60] T.P.Fluri, J.P. Pretorius, C. Van Dyk, T.W. Von Backström, D.G. Kröger, G.P.A. G. Van Zijl, Cost analysis of solar chimney power plants, *Solar Energy*, Vol.83, pp.246-256, 2009.
- [61] E. Gholamalizadeh, M.H. Kim, Thermo-economic triple-objective optimization of a solar chimney power plant using genetic algorithms, *Energy*, vol.70, pp.204-211, 2014.
- [62] W. Li, P. Wei, X. Zhou, A cost-benefit analysis of power generation from commercial reinforced concrete solar chimney power plant, *Energy Conversion and Management*, Vol.79, pp.104-113, 2014.
- [63] A. Koonsrisuk, T. Chitsomboon, Mathematical modeling of solar chimney power plants, *Energy*, Vol.51, pp.314-322, 2013.
- [64] N. Ninic, Available energy of the air in solar chimneys and the possibility of its ground-level concentration, *Solar Energy*, Vol.80, pp.804-811, 2006.
- [65] R. Sangi, M. Amidpour, B. Hosseinizadeh, Modeling and numerical simulation of solar chimney power plants, *Solar Energy*, Vol.85, pp.829-838, 2011.
- [66] X. Zhou, F. Wang, , R.M. Ochieng, A review of solar chimney power technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.14, pp.2315-2338, 2010.
- [67] D.D. Gray, A. Giorgini, The validity of the Boussinesq approximation for liquids and gases, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.19, pp.545-551, 1976.
- [68] S. Patankar, *Numerical heat transfer and fluid flow*, CRC press, 1980;
- [69] D. M. F. Fluent 6.3. 16. , Ansys, 2007.
- [70] A. G. Siemens, *Siemens Gas Turbine SGT-2000E Series*, Erlangen, Germany: Siemens Energy, Inc, 2011.
- [71] A. Koonsrisuk, Analysis of flow in solar chimney for an optimal design purpose, Doctoral dissertation, Ph. D. thesis, Suranaree University of Technology, Nakhon Ratchasima, Thailand, 2009.

الدراسة العددية لنقل الحرارة ثنائية وثلاثية الأبعاد في المدخنة الطاقة الشمسية وتحسين أدائها

الملخص

المدخنة الشمسية هي مولد للطاقة الكهربائية من الطاقة الشمسية ، حيث تحويل الطاقة الحركية الناتجة عن الحمل الحراري الطبيعي إلى طاقة ميكانيكية، و تظل كفاءة هذه التقنية الحديثة منخفضة مقارنة بالتطبيقات الأخرى. و من أجل زيادة الإنتاجية في هذا النظام، علجنا في دراستنا اثنين من التقنيات الرئيسية التي لها تأثير مباشر على الأداء، الأولى تتعلق بتحسين نقل الحرارة التي لها دور مهم في تخفيض سعة المدخنة والثانية بمزج الطاقة الشمسية مع الأنظمة الأخرى.

من أجل إظهار تأثير نقل الحرارة ، اعتمدنا على شكلين هندسيين لمدخنة الطاقة الشمسية و ذلك من خلال دراسة عددية ثنائية الأبعاد وغير البعدية باستعمال البرنامج Fluent، استنادا إلى عدد رايلي ولكل من جريان صفيحي و المضطرب.

كما قمنا بدراسة إمكانية الجمع بين المدخنة الشمسية وتوربين الغاز. وذلك بحقن غازات المحترقة في المدخل أو في منتصف المجمع. بالإضافة إلى ذلك ، أجرينا دراسة ثلاثية الأبعاد لإظهار تأثير البعد الثالث على التدفق ونقل الحرارة في كل من الأنظمة صفيحية والمضطربة.

وتظهر النتائج المتحصل عليها أن إضافة مكان عنف الرياح في التكوين الهندسي له تأثير على منحني السرعة في مخرج المجمع ومدخل المدخنة. علاوة على ذلك فإن جمع المدخنة الشمسية مع توربين غاز يساهم في تحسين المرد ودية بشكل كبير. كما تم التوصل إلى أن البعد الثالث له تأثير كبير في أنظمة الحمل الحراري البحتة.

كلمات المفتاحية : الطاقة المتجددة ، مدخنة الطاقة الشمسية ، Fluent ، ثلاثي الأبعاد ، التوربين الغازية

Numerical Study of Heat Transfer in 2D and 3D in a Solar Chimney Plant and Performance Improvement

Abstract

The solar chimney is a generator of electrical power from solar energy, based on the conversion of the kinetic energy generated by natural convection into mechanical energy. However, the efficiency of this recent technique remains low compared to other processes. In order to increase the productivity of this system, our study has examined two essential techniques that have a direct impact on the performance, the first concerns the improvement of heat transfer which is an important factor to optimize the design of the chimney solar energy and the second is related to the combination of solar energy with other systems.

In order to show the effect of heat transfer, two geometrical configurations of the solar chimney were considered. A two-dimensional, dimensionless numerical study with Fluent software, as a function of Rayleigh number and for both laminar and turbulent flow regimes, was undertaken.

The possibility of combining a solar chimney with a gas turbine was studied. The injection of the exhaust gas at the inlet or in the middle of the collector was examined. In addition, a three-dimensional study was conducted to show the influence of the third direction on the flow and heat transfer in both laminar and turbulent regimes.

The results obtained show that the position of the wind turbine in the geometrical configuration studied has an effect on the two velocity profiles at the outlet of the collector and at the inlet of the chimney. Moreover, it is clear that the coupling of the solar chimney with a gas turbine contributes to significantly improving the efficiency. The effect of the third direction was found in purely convective regimes.

Keywords: Renewable Energies, Solar chimney, Fluent, Three-dimensional (3D), Gas Turbine

Résumé

La cheminée solaire est une génératrice de puissance électrique à partir de l'énergie solaire, basée sur la conversion de l'énergie cinétique générée par la convection naturelle en énergie mécanique. Le rendement de cette technique récente reste faible par rapport aux autres procédés. Dans le but d'augmenter la productivité de ce système, notre étude a examiné deux techniques essentielles qui ont un impact direct sur le rendement, la première concerne l'amélioration du transfert de chaleur qui est un facteur important pour optimiser la conception de la cheminée solaire et la seconde est relative à la combinaison de l'énergie solaire avec d'autres systèmes.

Afin de montrer l'effet du transfert de chaleur, deux configurations géométriques de la cheminée solaire ont été considérées. Une étude numérique bidimensionnelle et adimensionnelle avec le logiciel Fluent, en fonction du nombre de Rayleigh et pour les deux régimes d'écoulement, laminaire et turbulent, a été entreprise.

La possibilité de combiner une cheminée solaire avec une turbine à gaz a été étudiée. L'injection des gaz brûlés au niveau de l'entrée ou au milieu du collecteur a été examinée. Par ailleurs, une étude tridimensionnelle a été menée pour montrer l'influence de la troisième direction sur l'écoulement et le transfert de chaleur dans les deux régimes, laminaire et turbulent.

Les résultats obtenus montrent que la prise en compte de la position de la turbine éolienne dans la configuration géométrique étudiée a un effet sur les deux profils de vitesse à la sortie du collecteur et à l'entrée de la cheminée. Par ailleurs il apparaît sans ambiguïté que le couplage de la cheminée solaire avec une turbine à gaz contribue à améliorer significativement le rendement. L'effet de la troisième direction a été constaté dans les régimes purement convectifs.

Mots clés : Energies renouvelables, Cheminée solaire, Fluent, Tridimensionnelle (3D), Turbine à gaz